

УДК 622.248

Теоретические исследования рабочего цикла гидравлического устройства ударного типа для ликвидации прихватов бурового снаряда в разведочных скважинах

Рязанов А. Н.^{*}, Колесникова Е. В.

Донецкий национальный технический университет, Донецк, Украина

Поступила в редакцию 03.03.09, принята к печати 04.11.09.

Аннотация

Предложена схема гидравлического устройства с клапанным распределением жидкости, работающего как гидроударник одинарного действия с активным обратным ходом бойка. Выполнены теоретические исследования рабочего цикла, результаты которых послужили основой для разработки конструкции устройства.

Ключевые слова: клапан, гидроударник, рабочий цикл, прихват.

Одной из главных причин, снижающих эффективность разведочных буровых работ, является наличие аварий, на ликвидацию которых затрачивается около 8 % от времени бурения скважин. Самые распространенные и сложные аварии – это прихваты бурового снаряда. В общем объеме аварийных работ на их долю приходится 50-70 % непроизводительных затрат времени и средств. Основные виды и причины прихватов: прихват колонкового набора в результате скопления шлама в призабойной части скважины, прилипания к глинистой корке при большом перепаде давления в системе “пласт – скважина”, прихват бурового снаряда в результате обвала стенок скважины при перебурировании интервалов неустойчивых пород, прижог алмазной коронки при недостаточной подаче промывочной жидкости, расклинивание снаряда выпавшим керном или предметами, упавшими с поверхности [1, 2].

Для освобождения прихваченного инструмента можно использовать поверхностный инструмент: домкраты и выбивные бабы. Применение домкратов часто заканчивается обрывом колонны бурильных труб. Ликвидировать аварию с помощью ударной бабы при глубине прихвата более 50-100 м удастся в редких случаях вследствие интенсивного затухания собственных колебаний колонны бурильных труб.

Для ликвидации аварии рекомендуется развернуть бурильную колонну до места прихвата и попытаться выбить оставшуюся часть механическим или гидравлическим вибратором. Из-за малого ресурса рабочего времени (20-30 мин) и недостаточной энергии удара область применения механических вибраторов ограничивается прихватами снаряда, вызванными небольшими вывалами породы из стенок скважины.

Более прогрессивным является применение гидравлических механизмов, выполненных по схеме гидроударников двойного действия с дифференциальным поршнем. Известны конструкции подобных устройств, отличающихся высокой надежностью в работе и возможностью регулирования частоты и энергии генерируемых ударов изменением подачи рабочей жидкости, которые могут быть спущены в скважину на колонне труб для соединения с прихваченной частью бурового снаряда. Однако, потеря времени на разворачивание колонны бурильных труб, подъем освобожденной части на поверхность, спуск аварийного инструмента

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

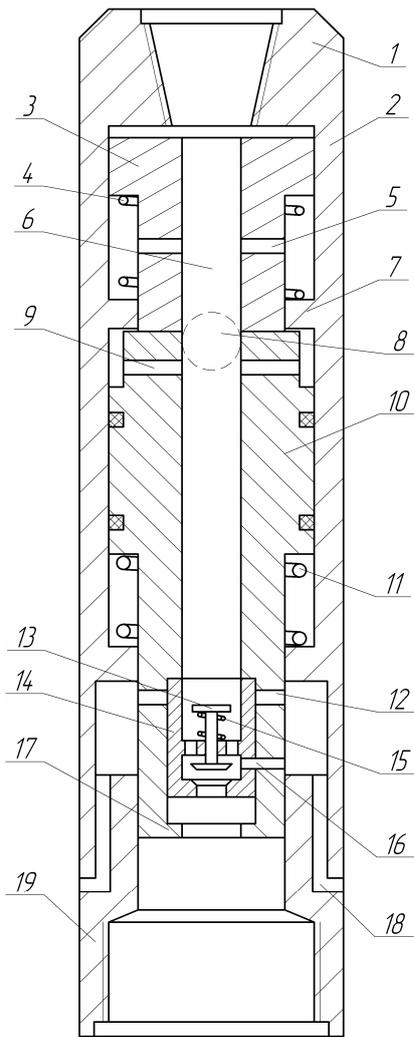


Рис. 1. Гидравлическое устройство ударного типа, включаемое в состав бурового снаряда

к оставшейся части существенно осложняет ситуацию в скважине и затрудняет работы по ликвидации прихвата. Существующие же конструкции гидровибраторов, которые в процессе бурения могут включаться в состав бурового снаряда, не обеспечивают энергию удара, достаточную для ликвидации серьезных прихватов.

Как перспективная для разработки авторами принята схема гидроударника одинарного действия с обратным активным ходом бойка. Преимуществом подобных механизмов является возможность получения больших скоростей соударения. Скорость соударения в свою очередь определяет энергию волны деформации, распространяемой в прихваченной части бурового снаряда.

Устройство (рис.1) состоит из корпуса 2, в верхней части соединенного с переходником 1 на колонну бурительных труб. В корпусе установлен клапан 3 с перепускными (байпасными) каналами 5, подпружиненный посредством пружины 4, и боек 10 с боковыми каналами 9 и 12, подпружиненный посредством пружины 11. В клапане 3 и бойке 10 имеется осевой канал 6 для прохода жидкости. В хвостовике бойка расположен пусковой клапан 13 с пружиной 15. Фиксируется пусковой клапан срезным штифтом 16. В нижней части корпус 2 присоединяется к переходнику 19 на колонковую трубу. Переходник 19 имеет выводные каналы 18 для выхода рабочей (промывочной) жидкости в затрубное пространство.

При возникновении в скважине прихвата для срабатывания пускового клапана 13 устройства увеличивают подачу промывочной жидкости. Пусковой клапан 13 перекрывает проходное отверстие и боек 10 сжимая пружину 11 начинает двигаться вниз, при этом втулка 14 пускового клапана срезает штифт 15 и садится на упор 17 хвостовика бойка 10. Боковые каналы 12 бойка открываются, давление в системе падает и боек 10 за счет пружины 11 возвращается в исходное положение. С поверхности сбрасывают шарик 8, который перекрывает осевой канал 6 бойка 10. Над клапаном 3 возрастает давление и клапан 3 вместе бойком 10 начинает двигаться вниз, сжимая пружины 4 и 11. При попадании перепускных каналов 5 клапана в полость низкого давления. Давление над клапаном падает и посредством пружины 4 клапан 3 возвращается в исходное положение. Боек 10 по инерции продолжает свое движение вниз до полной остановки. После чего пружиной 11 боек возвращается вверх и в конце рабочего хода наносит удар по наковальне 7. Над клапаном 3 возрастает давление и цикл повторяется.

Рабочий цикл предложенного устройства можно представить в виде трех фаз.

Фаза 1. Клапан с бойком в сомкнутом положении двигаются вниз до начала сообщения через перепускные каналы полости высокого давления с полостью бойка.

Фаза 2. Остановка клапана. Боек отрывается от клапана и по инерции продолжает движение вниз до полной остановки. В этот же период времени клапан возвращается в исходное положение.

Фаза 3. Рабочий ход бойка под действием силы разжимающейся пружины. В конце хода боек наносит удар по наковальне и контактирует с клапаном. Вследствие малой длины бойка принимается, что удар происходит мгновенно.

Основными по продолжительности являются фазы 1 и 3. Движение бойка во время фазы 2 рассматривается для точного определения общего хода бойка.

Совместное движение клапана и бойка устройства *во время фазы 1* может быть описано уравнением:

$$m \cdot \ddot{x} = \left[p_p + k \cdot \rho \cdot c \cdot \mu \cdot \left(V_{\delta} - \frac{f_{\delta\delta}}{f_{\delta}} \cdot \dot{x} \right) \right] \cdot (f_{\delta\delta i} + f_{\delta\delta}) + m \cdot g - F_{\delta\delta} - z_2(h_2 + x) - z_1(h_1 + x), \quad (1)$$

где m – масса движущихся частей устройства, кг; x – текущее перемещение системы “клапан-боек”, м; p_p – давление в корпусе устройства, определяемое работой, которую выполняет жидкость по перемещению подвижных частей, Па; k – коэффициент, учитывающий разрежение за поршнем; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; c – скорость распространения гидроударной волны в жидкости; μ – коэффициент утечек жидкости; V_T – скорость течения жидкости в буровых трубах, м/с; $f_{\text{кан}}$ – площадь осевого канала в бойке, м²; $f_{\text{кл}}$ – рабочая площадь клапана, м²; f_T – площадь поперечного сечения канала буровых труб, м²; g – ускорение силы тяжести, м/с²; F_{mp} – сила гидравлического и механического трения перемещающихся клапана и бойка о корпус, Н; z_1, h_1 и z_2, h_2 – соответственно жесткость (Н/м) и начальное натяжение (м) пружины клапана и бойка.

Выполнив преобразования, получим

$$\ddot{x} + A_1 \cdot \dot{x} + A_2 \cdot x = A_3, \quad (2)$$

где A_1, A_2, A_3 – сокращающие обозначения, равные:

$$A_1 = k \cdot \rho \cdot c \cdot \mu \cdot \frac{f_{\delta\delta}}{f_{\delta\delta} \cdot m} \cdot (f_{\delta\delta i} + f_{\delta\delta}), \quad A_2 = \frac{z_1 + z_2}{m}, \quad (3)$$

$$A_3 = \frac{(k \cdot \rho \cdot c \cdot \mu \cdot V_{\delta} + p_p) \cdot (f_{\delta\delta i} + f_{\delta\delta}) - F_{\delta\delta} - z_2 \cdot h_2 - z_1 \cdot h_1}{m} + g.$$

Так как $\frac{A_1^2}{4} - A_2 > 0$, с учетом нулевых начальных условий

$$x|_{t=0} = 0, \quad \dot{x}|_{t=0} = 0 \quad (4)$$

решение уравнения (2) имеет следующий вид:

$$x = \frac{A_3}{A_2(r_1 - r_2)} \cdot [r_2 e^{r_1 t} - r_1 e^{r_2 t} + r_1 - r_2], \quad \dot{x} = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot A_3}{A_1 \cdot (r_1 - r_2)} \cdot (e^{r_1 t} - e^{r_2 t}), \quad (5)$$

где

$$r_{1,2} = -\frac{A_1}{2} \pm \sqrt{\frac{A_1^2}{4} - A_2}. \quad (6)$$

На фазе 2, когда клапан и боек устройства перемещаются отдельно, уравнение движения для бойка имеет вид:

$$m_{\delta} \cdot \ddot{x}_{\delta} = p_p \cdot f_{\delta} + m_{\delta} \cdot g - F_{\delta\delta}^{\delta} - z_2(h_2 + x_{\delta}), \quad (7)$$

где m_{δ} – масса бойка, кг; x_{δ} – текущее перемещение бойка, м; f_p – рабочая площадь бойка, м²;

$F_{\delta\delta}^{\delta}$ – сила трения, действующая при перемещении бойка, Н.

Введя обозначения

$$B_1 = \frac{z_2}{m_{\delta}}, \quad B_2 = \frac{1}{m_{\delta}} \cdot (\delta_{\delta} \cdot f_{\delta} + m_{\delta} \cdot g - F_{\delta\delta}^{\delta} - z_2 \cdot h_2), \quad (8)$$

получим:

$$\ddot{x}_{\delta} + B_1 x_{\delta} = B_2. \quad (9)$$

При начальных условиях:

$$x_{\delta}|_{t=0} = 0, \quad \dot{x}_{\delta}|_{t=0} = V_1 \quad (10)$$

решение уравнения (9) примет вид:

$$x_{\dot{a}} = \frac{B_2}{B_1} (1 - \cos(\sqrt{B_1} \cdot t)) + \frac{V_1}{\sqrt{B_1}} \sin(\sqrt{B_1} \cdot t), \quad \dot{x}_{\dot{a}} = V_1 \cdot \cos(\sqrt{B_1} \cdot t) + \frac{B_2}{\sqrt{B_1}} \cdot \sin(\sqrt{B_1} \cdot t), \quad (11)$$

где V_1 – скорость движения бойка в конце фазы 1, м/с.

Уравнение движения бойка устройства **на 3-й фазе** имеет вид:

$$m \cdot \ddot{x}_{\dot{a}} = -p_p \cdot f_{\delta} - m_{\dot{a}} \cdot g - F_{\dot{\delta}\dot{\delta}}^{\dot{a}} + z_2(S_{\dot{a}} + h_2 - x_{\dot{a}}), \quad (12)$$

где $S_{\dot{a}}$ – общий ход бойка, определяемый как сумма перемещений на первых двух фазах рабочего цикла устройства, м.

Введем обозначения

$$D_1 = \frac{z_2}{m_{\dot{a}}}, \quad D_2 = \frac{1}{m_{\dot{a}}} \cdot (z_2 \cdot S_{\dot{a}} + z_2 \cdot h_2 - \delta_{\dot{\delta}} \cdot f_{\delta} - m_{\dot{a}} \cdot g - F_{\dot{\delta}\dot{\delta}}^{\dot{a}}). \quad (13)$$

Приводим уравнение к обычному виду

$$\ddot{x}_{\dot{a}} + D_1 x_{\dot{a}} = D_2. \quad (14)$$

При начальных условиях

$$x_{\dot{a}}|_{t=0} = 0, \quad \dot{x}_{\dot{a}}|_{t=0} = 0 \quad (15)$$

решение уравнения (14) примет вид:

$$x_{\dot{a}} = \frac{D_2}{D_1} (1 - \cos(\sqrt{D_1} \cdot t)), \quad \dot{x}_{\dot{a}} = \frac{D_2}{\sqrt{D_1}} \sin(\sqrt{D_1} \cdot t) \quad (16)$$

Полученные зависимости могут быть использованы для определения перемещения и скорости бойка гидравлического устройства при различных значениях конструктивных и технологических параметров.

Для упрощения производимых расчетов разработаны программы на языке Turbo Pascal 7.0, реализующие алгоритм перебора параметров движения по времени с определенным шагом.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы.

На фазе 1 скорость бойка за короткий промежуток времени достигает максимального значения, после чего постепенно снижается (рис.2). На участке разгона основной движущей силой является гидроударное давление, возникающее при торцевом смыкании клапана и бойка. По расчетам в начальный момент движения бойка на этой фазе величина гидроударного давления в 1,9-2,1 раза больше среднего рабочего давления на цикле. При массе бойка 50 кг и расходе жидкости 180 л/мин суммарное давление достигает 4,5 МПа (рис.3). По причине перемещения бойка величина действующего давления снижается, а скорость начинает прирастать с меньшим ускорением. Для рассматриваемых условий скорость достигает максимума 1,31 м/с на величине хода 0,01 м, что соответствует времени с начала фазы 0,018 с. Этот максимум скорости мог быть рассчитан из условия работы гидравлической машины объемного действия.

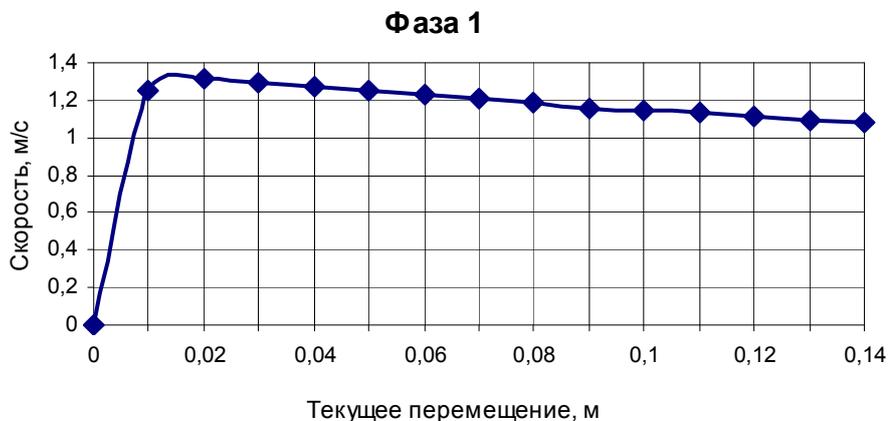


Рис. 2. Изменение скорости бойка при перемещении на фазе 1 ($m_{\dot{a}}=50$ кг, $S_{\dot{a}}=0,11$ м, $z=15$ кН/м, $p_p=1,5$ МПа, $F_{\dot{\delta}\dot{\delta}}=100$ Н)

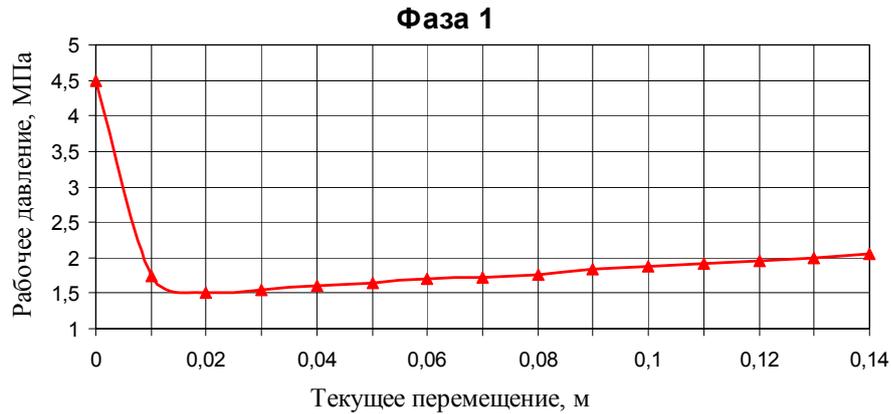


Рис. 3. Изменение рабочего давления при перемещении бойка на фазе 1 ($m_б=50$ кг, $S_б=0,11$ м, $z=15$ кН/м, $p_p=1,5$ МПа, $F_{тр}=100$ Н)

В дальнейшем на участке замедленного движения бойка возрастают давление рабочей жидкости и сила сжимаемой пружины. Продолжительность фазы 1 будет подобрана из условия обеспечения требуемой величины разгоняющей силы на фазе 3.

На фазе 3 динамика бойка зависит от соотношения разгоняющих и тормозящих сил. Боек заставляет двигаться сила разжимающейся пружины, значение которой определяется жесткостью, предварительным натягом и величиной сжатия на фазах 1 и 2. Противодействуют движению бойка: его вес (при массе 50 кг значение веса 490 Н), сила гидравлического и механического трения (принята постоянно равной 100 Н) и сила, обусловленная давлением жидкости на рабочую площадь бойка (при принятых конструктивных параметрах и среднем рабочем давлении 1,5 МПа ее значение 460 Н).

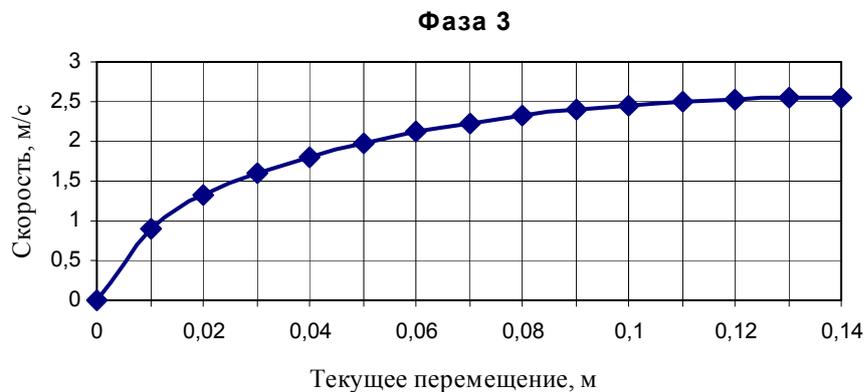


Рис. 4. Изменение скорости бойка при перемещении на фазе 3 ($m_б=50$ кг, $S_б=0,11$ м, $z=15$ кН/м, $p_p=1,5$ МПа, $F_{тр}=100$ Н)

При отсутствии предварительного натяга и жесткости пружины 15 кН/м перемещение бойка вверх будет происходить при сжатии пружины на фазах 1 и 2 не менее чем на 0,07 м. Конструктивно принимаем $S_б$ равным 0,11 м. Для этих условий изменение скорости бойка при перемещении на фазе 3 представлено на рис.4. Зависимость имеет гиперболический характер. В начальный момент ускорение движения составляет 12-14 м/с², в дальнейшем снижается до 0 м/с² в конце рабочего хода. Скорость соударения бойка с наковальной равняется 2,52 м/с.

Энергия генерируемого удара определяется как $A = \frac{m_б \cdot V_3^2}{2}$, где V_3 – скорость бойка

в конце третьей фазы, м/с. Она в большей степени зависит от значения скорости соударения бойка с наковальной, чем от массы бойка. Однако, при изменении массы бойка меняется соотношение действующих сил, что в свою очередь сказывается на скорости движения бойка

(рис 5). Применяя бойки малой массы можно значительно увеличить скорость соударения, получить большую частоту и энергию удара. Но с точки зрения предела текучести материала (стали) скорость соударения бойка с наковальной ограничивается 10 м/с. Кроме того, по данным Е.В.Александрова [3] при скоростях 5 м/с и более стойкость пружин резко падает. Поэтому при разработке конструкции гидравлического устройства целесообразно ограничиться массой бойка 50 кг. Получаемая для этих условий энергия удара будет составлять 150 Дж, что, как показывает опыт ведения работ на производстве, достаточно для ликвидации прихватов бурового геологоразведочного снаряда.

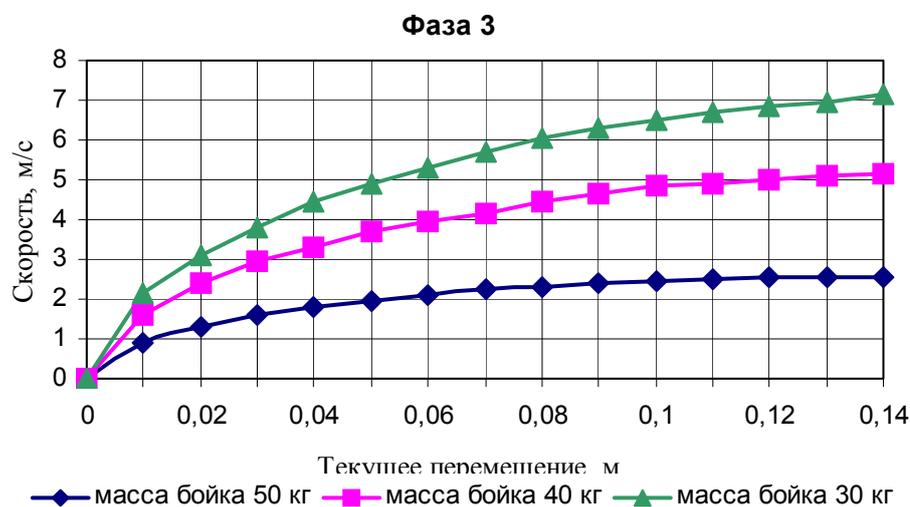


Рис. 5. Зависимость текущей скорости бойка на рабочем ходе от массы

На основе установленных зависимостей предложена методика расчета рабочих параметров, которая нашла применение при разработке конструкции гидравлического устройства ударного типа диаметром 89 мм, включаемого в состав бурового снаряда с колонной СБТМ-50, для ликвидации прихватов в разведочных скважинах.

Библиографический список

1. Колomoец, А.В. Предупреждение и ликвидация прихватов в разведочном бурении / А.В. Колomoец. – М.: Недра, 1985. – 220 с.
2. Пустовойтенко, И.П. Аварии в бурении / И.П. Пустовойтенко. – М.: Недра, 1965. – 231 с.
3. Александров, Е.В. Прикладная теория и расчет ударных систем / Е.В. Александров, Б.В. Соколинский. – М.: Недра, 1969. – 132 с.

© Рязанов А. Н., Колесникова Е. В., 2010.

Анотація

Запропоновано схему гідравлічного пристрою з клапанним розподілом рідини, що працює як гідродударник одинарної дії з активним зворотним ходом бойка. Виконано теоретичні дослідження робочого циклу, результати яких послужили основою для розробки конструкції пристрою.

Ключові слова: клапан, гідродударник, робочий цикл, прихват.

Abstract

Is offered design of hydraulic device with the valvular distributing of liquid, working as hydraulic hammer tool of single action with an active countermove piston. Theoretical researches of work cycle, the results of which served basis for development of construction of device, are executed.

Keywords: valve, hydraulic hammer tool, work cycle, stick.