

УДК 622.243.952

## Анализ рабочего цикла гидроударника для бурения дегазационных скважин

Парфенюк С. Н., Каракозов А. А.

Донецкий национальный технический университет, Донецк, Украина

### Аннотация

Проведен детальный анализ рабочего цикла гидроударника для бурения скважин большого диаметра с усовершенствованной клапанной группой. Показана необходимость учета влияния времени перестановки клапанов при расчете энергетических параметров гидроударников подобного класса.

Решение актуальной задачи разведки и добычи в промышленных масштабах метана из угленосных отложений Донбасса требует значительного увеличения объемов бурения разведочно-эксплуатационных скважин, что даст возможность дальнейшего изучения газоносности структур и подсчета запасов по категориям  $C_1$  и  $C_2$ . Однако, увеличению объема бурения дегазационных скважин препятствуют низкие технико-экономические показатели буровых работ.

Одним из решений этой проблемы является изменение способа бурения – с вращательного на ударно-вращательный. Для реализации ударно-вращательного способа бурения была предложена конструкция гидроударника для сооружения дегазационных скважин диаметром более 170 мм в условиях Донбасса (рис. 1) [1]. Детальный анализ предложенной конструкции показал, что величина свободного хода бойка вверх  $S_{св}$  и вниз  $S_{сн}$  определяются следующим образом:

$$S_{св} = S_б - S_р, \quad (1)$$

$$S_{сн} = S_к, \quad (2)$$

где  $S_б$  – общий ход бойка,  $S_р$  – рабочий ход бойка,  $S_к$  – ход выпускного клапана.

При этом для предотвращения удара по закрытому выпускному клапану должно выполняться соотношение  $S_{св} < S_к$ .

Известно [2, 3], что рост значения свободного хода бойка вниз оказывает негативное влияние на эффективность работы гидроударника при разрушении горной породы на забое, поэтому следует стремиться к минимальным значениям этой величины. Однако, в данной конструкции, снижение значения свободного хода бойка вниз приведет к аналогичному снижению хода выпускного клапана, что следует из (2). При этом неизбежно уменьшатся размеры выхлопных окон в выпускном клапане, что связано с особенностями его конструкции. Это, в свою очередь, вызовет повышение гидравлических сопротивлений на выхлопе устройства и, следовательно, рост давления на привод гидроударника.

Задача снижения свободного хода бойка вниз может быть решена при помощи дополнительной клапанной втулки, применяющейся в клапанной группе гидроударников для бурения скважин на морском шельфе [4].

Тогда рабочий цикл гидроударника с усовершенствованной клапанной группой будет иметь следующий вид (рис. 2). В нем необходимо выделить 7 характерных состояний и, соответственно, 7 фаз рабочего цикла.

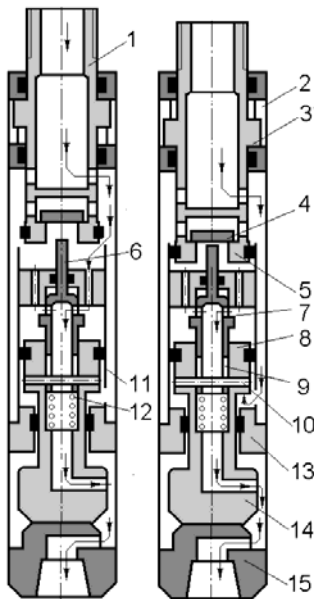


Рис. 1. Схема гидроударника:  
1 – шток; 2 – шлицевой переходник;  
3 – шлицы штока; 4 – впускной клапан; 5 – седло; 6 – толкатель;  
7 – выпускной клапан; 8 – поршень;  
9 – паз; 10 – палец; 11 – цилиндр;  
12 – пружина; 13 – верхняя наковальня; 14 – боек; 15 – нижняя наковальня.

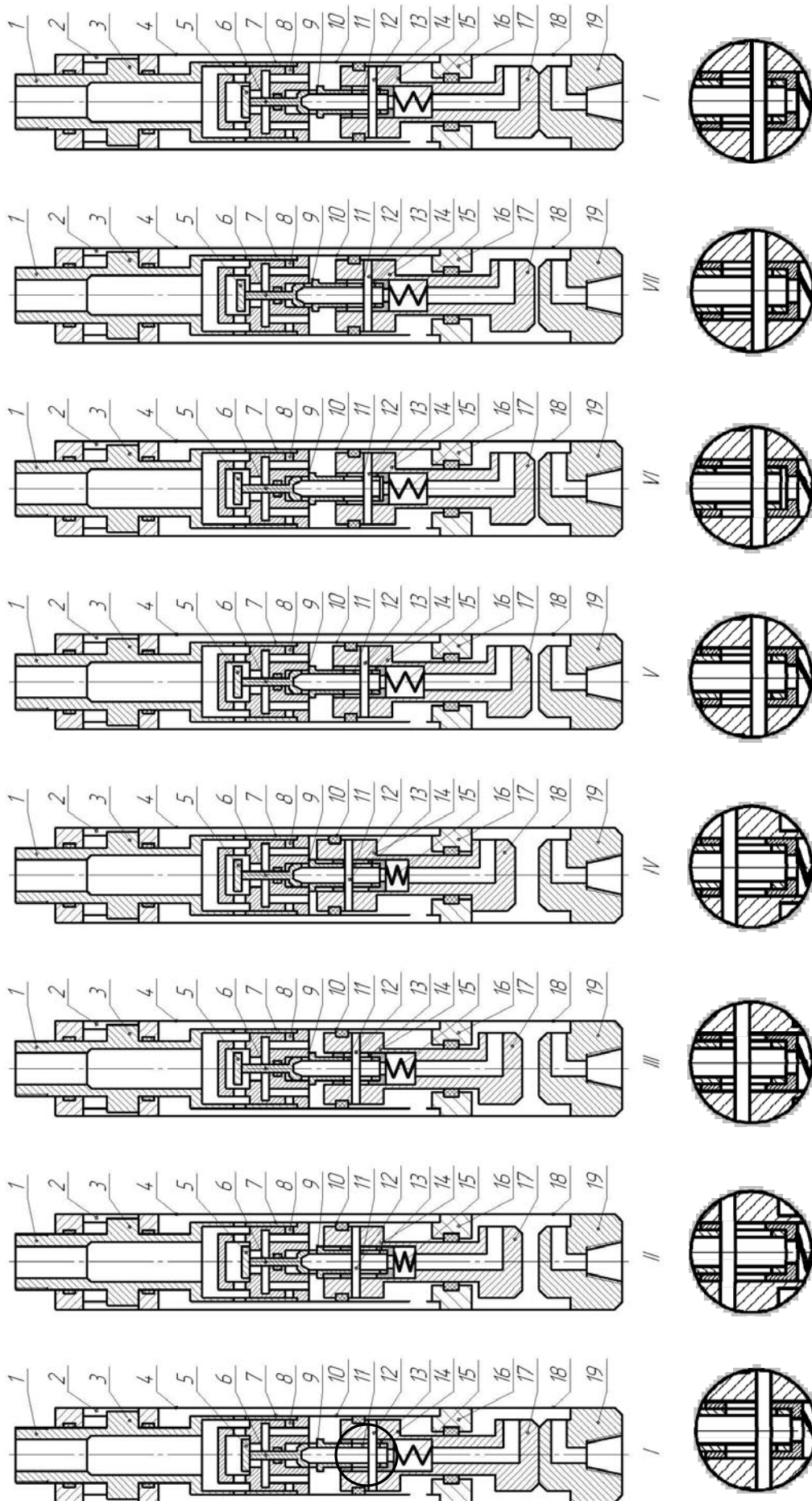


Рис. 2. Характерные состояния рабочего цикла гидроударника

- 1 – шток; 2 – шлицевой переходник; 3 – шлицы штока; 4 – корпус; 5 – впускной клапан; 6 – выпускной клапан; 7 – распределительная втулка; 8 – отверстие; 9 – уступ выпускного клапана; 10 – цилиндр; 11 – паз выпускного клапана; 12 – палец; 13 – клапанная втулка; 14 – поршень; 15 – пружина; 16 – верхняя наковальня; 17 – боек; 18 – нижний корпус; 19 – нижняя наковальня

В исходном состоянии *I* боек 17 находится в крайнем нижнем положении. При этом впускной клапан 5 закрыт, а выпускной клапан 6 – открыт. Перемещение выпускного клапана 6 относительно поршня 14 ограничивается пальцем 12, размещенным в пазу 11 выпускного клапана 6. При этом пружина 15 непосредственно воздействует на клапанную втулку 13, которая также имеет паз и упирается его нижней поверхностью в палец 12. Толкатель выпускного клапана 6 соприкасается с впускным клапаном 5.

При подаче жидкости в гидроударник начинается подъем бойка вверх. Фаза подъема бойка на рабочем ходе начинается с того, что под действием давления жидкости в подпоршневой полости цилиндра 11 боек 17 начинает двигаться вверх. При этом жидкость из нагнетательной магистрали поступает в подпоршневую полость, а жидкость из надпоршневой полости вытесняется поршнем 14 через выхлопные отверстия в выпускном клапане 6 в скважину. При этом впускной клапан 5 остается закрытым из-за давления в нагнетательной магистрали, которое превышает давление под ним. Выпускной клапан 6 упирается толкателем во впускной клапан 5 и остается на месте, при этом сжимается пружина 15. Палец 12 движется вместе с поршнем 14 в пазу 11 выпускного клапана 6 и пазу клапанной втулки 13. Фаза заканчивается в момент, когда поршень 14 соприкоснется с нижним торцом уступа 9 выпускного клапана 6, нанося по нему удар. Гидроударник переходит в состояние *II*. Пружина 15 максимально сжата, впускной клапан 5 закрыт, выпускной клапан 6 – открыт. Начинается фаза перестановки клапанов при ходе бойка вверх. Боек 17 продолжает свое движение, и удар, нанесенный поршнем 14 по нижнему торцу уступа 9 выпускного клапана 6, приводит к открытию впускного клапана 5 и закрытию выпускного клапана 6: за счет удара, под действием пружины 15, выпускной клапан 6 устремляется вверх до контакта уступа 9 с торцом клапанной коробки 8. При этом впускной клапан 5 будет удерживаться в открытом состоянии толкателем выпускного клапана 6. Гидроударник переходит в состояние *III*. Характер движения жидкости в течении данной фазы следующий. С момента начала движения выпускного клапана 6 вверх из-за воздействия толкателя начинает открываться впускной клапан 5, что приводит к изменению направления течения жидкости. По мере открытия впускного клапана все большая часть жидкости начинает поступать в надпоршневую полость, а поскольку выхлопные отверстия на выпускном клапане 6 еще не закрылись полностью, то жидкость выходит в скважину. После закрытия выпускного клапана 6, жидкость при движении бойка вверх вытесняется из надпоршневой полости через впускной клапан 5 в подпоршневую полость. При этом происходит гидроторможение бойка. В течении этой фазы боек полностью останавливается либо под действием давления, либо из-за удара по верхней наковальне 16.

С этого момента начинается рабочий ход бойка вниз. В результате, гидроударник переходит в состояние *IV*. В этом состоянии впускной клапан 5 открыт, выпускной клапан 6 закрыт, а боек 17 находится в своем верхнем положении и начинает движение вниз. Жидкость из нагнетательной магистрали через впускной клапан течет в надпоршневую полость, а жидкость из подпоршневой полости вытесняется в надпоршневую. При этом пружина 15 разжимается, дополнительно ускоряя боек 14, а выпускной клапан 6 остается открытым, т. к. удерживается давлением в надпоршневой полости гидроударника. При перемещении бойка вниз палец 12 соприкасается с нижним торцом паза клапанной втулки 13 и увлекает ее за собой. В этот момент гидроударник находится в состоянии *V*. Пружина 15 полностью разжата и больше не оказывает влияния на движение бойка. Рабочий ход бойка продолжается, при этом боек движется вместе с клапанной втулкой 13 до момента соприкосновения пальца 12 с нижним торцом паза 11 выпускного клапана 6. Гидроударник переходит в состояние *VI*. Рабочий ход бойка завершается. Начинается фаза перестановки клапанов при ходе бойка вниз. После удара пальца 12 по нижнему торцу прорези 11 выпускного клапана 6 происходит открытие выпускного клапана 6, который перемещается вниз до соприкосновения со втулкой 13. При этом выхлопные отверстия выпускного клапана 6 открываются, и жидкость меняет характер течения: из нагнетательной магистрали жидкость поступает в надпоршневую полость, а оттуда – в скважину; из подпоршневой полости жидкость вытесняется в надпоршневую полость, а затем – в скважину. Гидроударник переходит в состояние *VII*. Начинается фаза свободного хода бойка 17, который продолжает движение вниз по инерции. Выпускной клапан 6 и впускной клапан 5 движутся вниз вместе. По мере приближения бойка 17 к нижней наковальне 19 уменьшается открытие впускного клапана 5, и следовательно, увеличиваются гидравлические сопротивления течению

жидкости через него. Впускной клапан 5 закрывается и начинается гидроторможение бойка 17. Фаза заканчивается ударом бойка 17 по нижней наковальне 19.

Гидроударник переходит в состояние, которое соответствует исходному состоянию  $I$ , и цикл работы повторяется.

При использовании усовершенствованной клапанной группы величина свободного хода вниз  $S_{сн}$ , в отличие от (2), будет описываться выражением

$$S_{сн} = S_k - S_{вт}, \quad (3)$$

где  $S_{вт}$  – зазор в клапанной втулке.

Таким образом, появляется возможность уменьшить величину  $S_{сн}$  без соответствующего изменения хода выпускного клапана  $S_k$ , что приведет к повышению энергетических параметров гидроударника при ударе вниз, т. е. увеличит энергию передающуюся на забой.

Поскольку на свободном ходе бойка наблюдается его гидроторможение, то этот процесс необходимо исследовать более детально, особенно при ходе бойка вверх, поскольку использование гидроударника в реальных условиях предполагает возможность ослабления удара бойка вверх, вплоть до его полного гашения за счет гидроторможения.

Детальный анализ методики [5] расчета параметров гидроударников подобного класса показал, что основным допущением при рассмотрении фазы гидроторможения является мгновенная перестановка клапанов. При этом, согласно данной методики, для расчета скорости бойка при соударении с верхней наковальней (т. е. в конце фазы гидроторможения) необходимо пользоваться формулой

$$V_1 = \sqrt{V^2 - \frac{2S_{св}pf}{m_б}}, \quad (4)$$

где  $V$  – скорость бойка в начале фазы гидроторможения, м/с;  $S_{св}$  – величина свободного хода бойка вверх, м;  $p$  – давление в надпоршневой полости, Па;  $f$  – площадь бойка, м<sup>2</sup>;  $m_б$  – масса бойка, кг.

Однако, анализ экспериментальных данных (рис. 3) показал, что время перестановки клапана занимает значимую часть рабочего цикла. Таким образом необходимо оценить влияние времени перестановки клапанов на энергетические параметры гидроударника.

Время перестановки клапана будет зависеть от хода клапанной группы, её массы, жесткости пружины и скорости движения бойка в конце рабочего хода вверх (на момент начала фазы перестановки клапанной группы).

В пакете SciLab была проведена оценка минимально возможного время движения выпускного клапана разработанного гидроударника диаметром 168 мм (ход клапанной группы 8 мм, масса – 3,62 кг, масса бойка – 90 кг) на основании решения известного уравнения движения подпружиненного тела [6]. Результаты вычисления теоретических значений времени закрытия выпускного клапана и соответствующего перемещения бойка за это время приведены в табл. 1.

Табл. 1. Время закрытия выпускного клапана и перемещение бойка

Скорость бойка, м/с	Жесткость пружины, кН/м			
	20		40	
	Время закрытия, мс	Перемещение бойка, мм	Время закрытия, мс	Перемещение бойка, мм
1,5	4,5	6,8	4,0	6,8
2	3,6	7,2	3,3	7,2
2,5	3,0	7,5	2,8	7,5

Таким образом, по данным табл. 1 можно сделать вывод о значимости времени перестановки клапана, поскольку, при общей продолжительности полуцикла порядка 20 мс, время закрытия клапана может составлять до 20 % времени рабочего цикла.

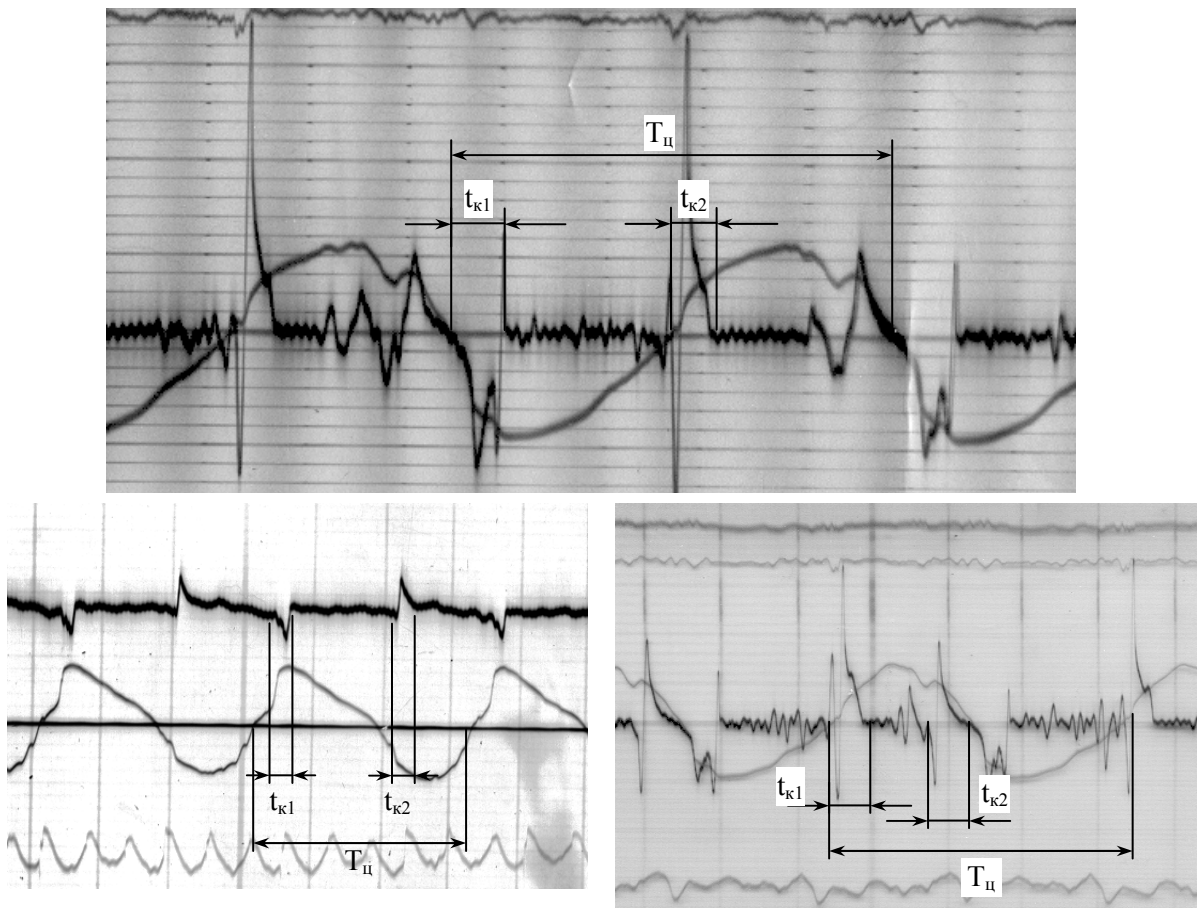


Рис. 3. Фрагменты осциллограмм рабочих циклов гидроударников  
 $T_{ц}$  – время рабочего цикла;  $t_{к1}$ ,  $t_{к2}$  – время перестановки клапанной группы.

Тогда, с учетом времени перестановки клапана, при расчете необходимо корректировать используемое в формуле (4) значение свободного хода  $S_{св}$  с учетом того факта, что полное закрытие клапана проходит не мгновенно и, следовательно, боек проходит за время перестановки клапана некоторое расстояние, на величину которого и необходимо корректировать расчетную величину свободного хода. Результаты расчетов (табл. 2) показывают, что скорректированные значения скорости бойка будет отличаться более чем на 15%.

Табл. 2. Результаты расчета значений скорости бойка в конце свободного хода вверх.

Скорость бойка, м/с	Жесткость пружины, кН/м			
	20		40	
	Скорость бойка в конце свободного хода вверх, м/с			
	Согласно [5]	С учетом времени закрытия клапана	Согласно [5]	С учетом времени закрытия клапана
1,5	0,50	1,24	0,50	1,16
2	1,41	1,86	1,41	1,81
2,5	2,06	2,41	2,06	2,37

Следует также отметить, что для различных конструкций реальное время закрытия впускного клапана может быть больше значений, приведенных в табл. 1, поскольку при моделировании движения выпускного клапана не учтено воздействие на него сил гидравлических сопротивлений течению жидкости в период закрытия клапана, что требует дополнительных исследований.

Таким образом, анализ рабочего цикла гидроударника для бурения дегазационных скважин показал, что при расчете энергетических параметров гидроударников для бурения дегазационных скважин необходимо учитывать время перестановки клапанов, которое оказывает значимое влияние на скорость бойка в конце его свободного хода. Это уточнение обязательно должно быть учтено в методике проектировании конструкции гидроударника.

### **Библиографический список**

1. Калиниченко О. И., Каракозов А. А., Парфенюк С. Н., Зыбинский П. В. Перспективы развития ударно-вращательного бурения разведочно-эксплуатационных скважин // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения / Сборник научных трудов. – Вып. 8 – Киев: ИСМ им. В.Н.Бакуля, ИПЦ АЛКОН НАНУ, 2005. – С. 89–91.
2. Эпштейн Е. Ф., Ясов В. Г. Бурение скважин гидроударниками и пневмоударниками. – М.: «Недра», 1967. – 166 с.
3. Ясов В. Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин. – М.: «Недра», 1977. – 153 с.
4. Калиниченко О. И., Зыбинский П. В., Каракозов А. А. Гидроударные буровые снаряды и установки для бурения скважин на шельфе. – Донецк: «Вебер» (Донецкое отделение), 2007. – 270 с.
5. Калиниченко О. И. Развитие научных основ создания погружных гидроударных снарядов и установок для однорейсового бурения скважин на морском шельфе Дисс. ... докт. техн. наук. – ДонГТУ, 2001, – 371 с.
6. Пискунов Н. С. Дифференциальное и интегральное исчисление : Учебное пособие для вузов : [В 2 т.]. – 13-е изд. – М.: «Наука», 1985. – т. 1. – 546 с.

© Парфенюк С. Н., Каракозов А. А., 2008.