

УДК 622.243.952

Определение расхода жидкости между камерами гидроударника на отдельных фазах его рабочего цикла

Парфенюк С. Н.

Донецкий национальный технический университет, Донецк, Украина

Аннотация

В статье проанализирован расход жидкости через отдельные элементы гидроударника для бурения дегазационных скважин в зависимости от фазы его рабочего цикла. Показано, что расход жидкости через отдельные элементы гидроударника для бурения дегазационных скважин в процессе его работы является непостоянным как по интенсивности, так и по направлению, и зависит от фазы рабочего цикла гидроударника. Это приводит к возникновению сил гидравлических сопротивлений, которые оказывают значительное влияние на динамику движения клапанов гидроударника. Полученные результаты необходимо использовать при проектировании конструкции и расчете рабочих параметров гидроударников для бурения дегазационных скважин.

Ударно-вращательное бурение является одним из перспективных способов повышения эффективности бурения разведочно-эксплуатационных скважин [1]. Но в настоящее время данный способ практически не используется, поскольку нет надежных конструкций гидроударников, что обусловлено, в частности, несовершенством методик проектирования подобных механизмов.

Для решения этой проблемы предложена новая конструктивная схема гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем для использования в скважинах большого диаметра [2]. Для обеспечения эффективной эксплуатации этого гидроударника необходимо установить взаимосвязь его конструктивных и рабочих параметров. Существующие методики расчета параметров гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем [3–5], используют ряд допущений, одним из которых является упрощенный подход к описанию динамики клапанной группы и её влияния на протекание рабочего цикла. Проведенный предварительный анализ рабочего цикла подобных конструкций гидроударников показал, что характер движения клапанов оказывает существенное влияние на протекание отдельных фаз рабочего цикла. Для предложенной конструкции это влияние имеет еще более ярко выраженный характер из-за большой массы клапанной группы и особенностей распределения жидкости в гидродвигателе механизма. Поэтому для установления зависимостей, необходимых для определения конструктивных параметров при проектировании гидроударника, требуется проведение дальнейших исследований с целью детализации закономерностей работы клапанной группы и самого гидроударника.

Одним из начальных этапов решения данной задачи является установление особенностей движения жидкости через отдельные элементы гидроударника на различных фазах рабочего цикла используя закон неразрывности потока жидкости. В дальнейшем, это позволит провести уточнение математической модели рабочего цикла гидроударника, а также оценить силы гидравлических сопротивлений в механизме, влияющих на движение клапанной группы и бойка.

Рассмотрев конструкцию гидроударника [2], а также используя результаты анализа его рабочего цикла [6], было выделено 6 камер, связанных между собой (рис. 1). Объем каждой из них изменяется в процессе работы, что приводит к возникновению соответствующих дополнительных перепадов жидкости через отдельные элементы гидроударника в зависимости от фазы рабочего цикла. Введем обозначения для двух условных камер: IN – связанной с источником жидкости, OUT – связанной с внешней средой, в которую происходит выхлоп. Объем этих камер принимаем постоянным и независимым от фаз рабочего цикла гидроударника. В каналах между камерами 1 и 4 (рис. 1) размещен впускной клапан, а между камерами 4 и 6 – выпускной клапан. Силы гидравлических сопротивлений, возникающие в этих каналах, оказывают непосредственное влияние на динамику движения клапанов гидроударника. Также влияние на движение клапана будет оказывать сила гидравлических сопротивлений при движении жидкости из камеры 3 или в неё.

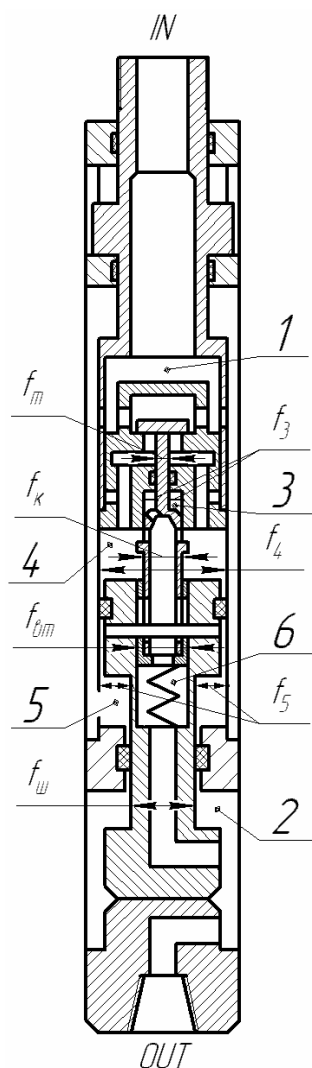


Рис. 1. Схема гидроударника для бурения разведочно-эксплуатационных скважин с указанием камер, площадей сечений элементов и камер

1– 6 – камеры гидроударника.

Площади сечений:

- f_m – толкателя впускного клапана,
- f_3 – полости над выпускным клапаном,
- f_k – выпускного клапана,
- f_4 – полости цилиндра,
- f_{om} – клапанной втулки,
- f_5 – штоковой полости цилиндра,
- f_u – штока.

перемещающейся граничной поверхностью камер 4 и 6 из-за движения втулки совместно с бойком.

Фаза перестановки клапанов вниз (VI). После контакта бойка с выпускным клапаном, он открывается и начинает свое движение вниз до контакта со втулкой. При этом увеличивается объем камеры 3 и камеры 1. Объемы камер 2 и 5 продолжают уменьшаться, а камеры 4 – увеличиваться. Поскольку выпускной клапан движется вниз быстрее бойка, то объем камеры 6 уменьшается.

Фаза свободного хода (VII). После того как выпускной клапан достигнет втулки, он продолжит свое движение вместе с бойком, при этом их скорости будут равны. Тенденция изменений объемов всех камер останется неизменной за исключением камеры 6, объем которой будет оставаться постоянным в течении этой фазы.

Следуя рекомендациям [7], рабочий цикл гидроударника рассматривался с разбиением на фазы. При этом были проанализированы изменения расхода жидкости через отдельные элементы, которые были вызваны изменением объема соответствующих камер. Процессы переноса жидкости, связанные с её сжимаемостью, а также с волновыми явлениями, не учитывались. Источник жидкости характеризуется постоянной подачей, не зависящей от давления.

Положение отдельных элементов гидроударника на последовательных фазах рабочего цикла приведено на рис. 2.

Фаза подъема бойка (I). Из-за движения бойка вверх увеличивается объем камеры 5, и, соответственно, уменьшается объем камеры 4. Так как выпускной клапан упирается во впускной клапан и остается неподвижным, объем камеры 3 остается неизменным, а вследствие движения бойка относительно неподвижного выпускного клапана уменьшается объем камеры 6. Также из-за подъема бойка увеличивается объем камеры 2.

Фаза перестановки клапанов вверх (II). После удара бойка по выпускному клапану, он вместе с впускным клапаном начинает движение вверх под действием силы сжатой пружины. При этом происходит уменьшение камеры 3 и увеличение камеры 6, т. к. скорость движения клапанов больше скорости движения бойка. Из-за подъема впускного клапана толкателем выпускного клапана происходит уменьшение объема камеры 1. Поскольку боек продолжает свое движение вверх, то объем камеры 4 уменьшается, а объемы камер 2 и 5 – увеличиваются.

Фаза гидроторможения (III). После закрытия выпускного клапана боек продолжает свое движение вверх до полной остановки силой давления жидкости. При этом тенденция изменения объемов камер 4, 5 и 2 сохраняется, а объем камеры 6 уменьшается. Объемы камер 1 и 3 остаются без изменений.

Фаза рабочего хода (IV). Боек после остановки под действием давления жидкости начинает движение вниз. Клапаны остаются неподвижными. Объем камеры 5 начинает уменьшаться, а камер 4 и 6 – увеличиваться. Из-за движения бойка вниз уменьшается и объем камеры 2. Объемы камер 1 и 3 по прежнему остаются без изменений.

Фаза рабочего хода бойка вместе с втулкой (V). После контакта бойка со втулкой, последняя вовлекается в движение вместе с бойком. Тенденция изменения объемов всех камер остается аналогичной фазе рабочего хода (IV). Отличие заключается в изменении площади

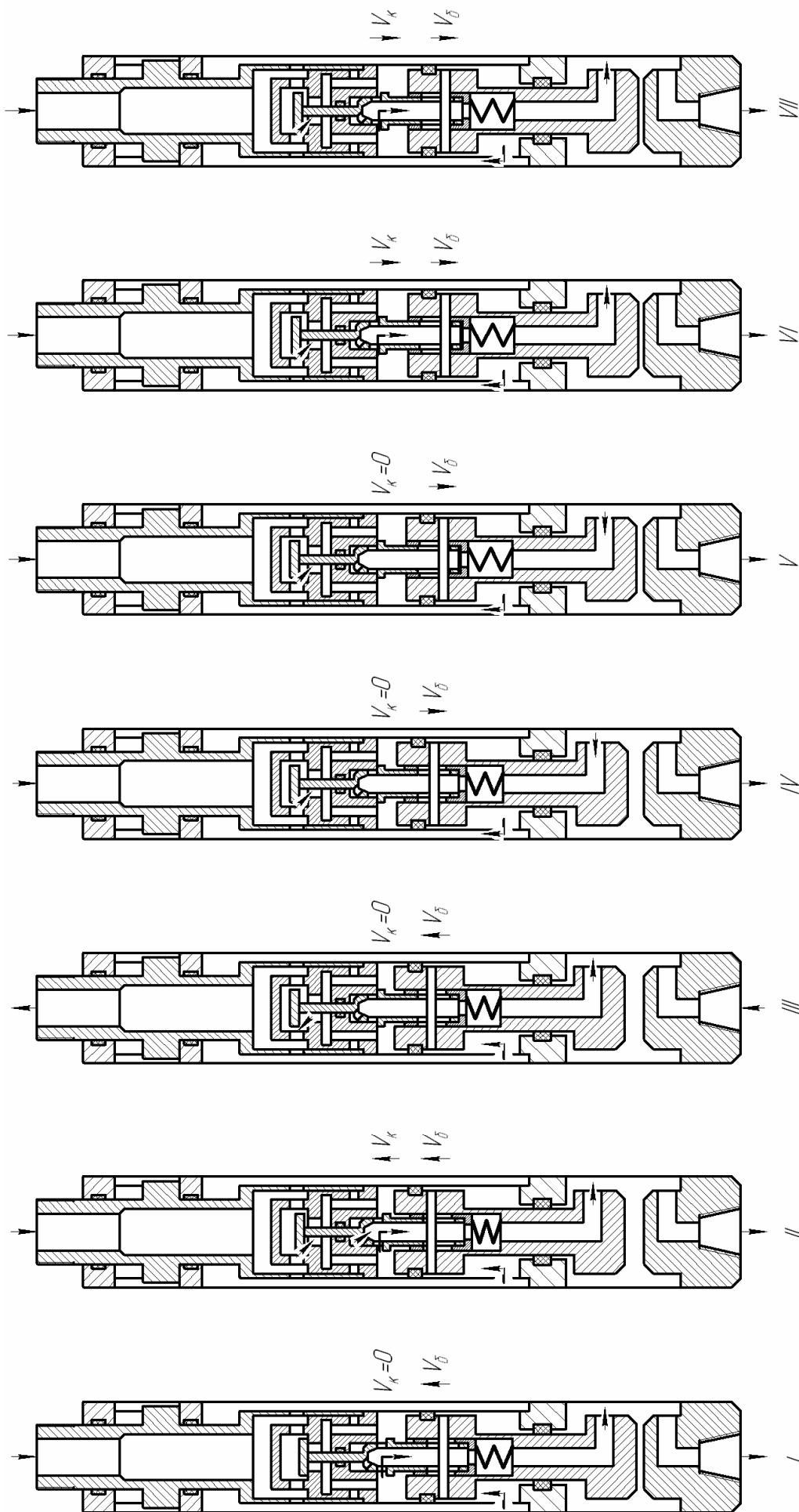


Рис. 2. Взаимное положение элементов гидроударника на различных фазах рабочего цикла
 V_d – текущая скорость бойка, V_k – текущая скорость клапана

Учитывая площади сечения камер, а также то, что изменения объёмов этих камер вызваны только движением бойка и клапанов, можно перейти к количественному описанию расходов жидкости через каналы, соединяющие камеры между собой, на различных фазах движения. При этом положительное направление скорости бойка и клапана соответствует их движению вниз. Отрицательное значение величины расхода говорит о том, что течение жидкости происходит в обратном направлении по сравнению с указанным в заголовке соответствующего столбца (табл. 1). Исходя из конструктивных параметров гидроударника, связь между площадями камер определяется следующими выражениями:

$$f_4 = f_5 + f_{u\kappa}; \quad f_{\kappa} = f_3 + f_m; \quad f_u > f_{em} > f_{\kappa}.$$

Камеры гидроударника и соединяющие их каналы для каждой фазы рабочего цикла можно изобразить в виде следующей схемы (рис. 3). Таким образом, гидроударник представляет собой разветвленную гидравлическую сеть, где камеры выступают в виде узлов, поэтому для определения расходов жидкости был применен подход, используемый при гидравлическом расчете разветвленных сетей [8]. Результаты расчета расходов жидкости между камерами гидроударника приведены в табл. 1.

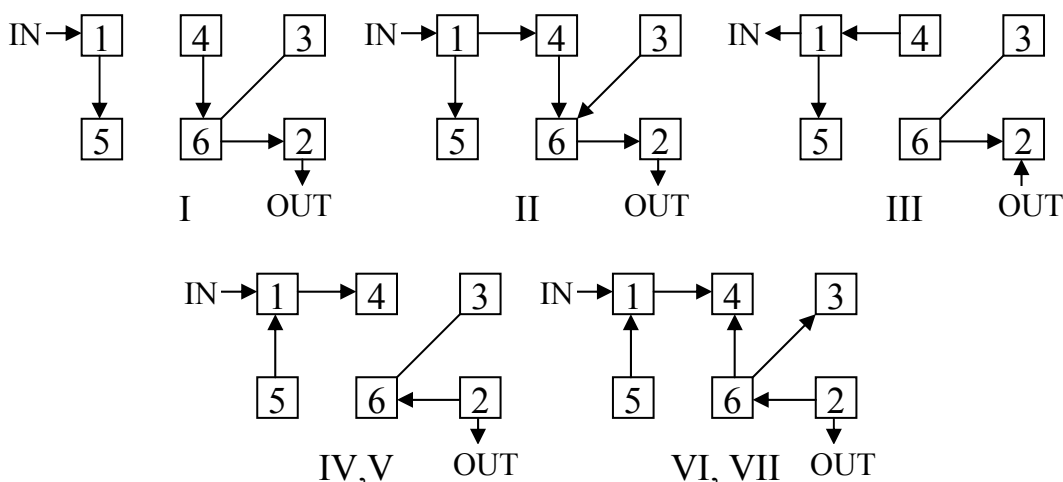


Рис 3. Структурная схема камер гидроударника и направления перетоков жидкости для различных фаз рабочего цикла гидроударника

Табл. 1. Величина расхода жидкости через отдельные элементы гидроударника

| Фаза | Скорость | Направление и величина расхода жидкости между камерами | | | | | | |
|------|---|--|------------------|---------------------------------------|---|------------------|-------------------------|--------------------------------|
| | | IN → 1 | 1 → 5 | 1 → 4 | 4 → 6 | 3 → 6 | 6 → 2 | 2 → OUT |
| I | $V_{\delta} < 0$ $V_{\kappa} = 0$ | $-V_{\delta}f_5$ | $-V_{\delta}f_5$ | × | $-V_{\delta}(f_5 - f_{em})$ | 0 | $-V_{\delta}f_4$ | $-V_{\delta}f_5$ |
| II | $V_{\delta} < 0$ $V_{\kappa} < 0$ | Q_0 | $-V_{\delta}f_5$ | $Q_0 + V_{\delta}f_5 - V_{\kappa}f_m$ | $Q_0 - V_{\delta}(f_u - f_{em}) - V_{\kappa}(f_{em} - f_3)$ | $-V_{\kappa}f_3$ | $Q_0 - V_{\delta}f_u$ | Q_0 |
| III | $V_{\delta} < 0$ $V_{\kappa} = 0$ | $V_{\delta}(f_u - f_{em})$ | $-V_{\delta}f_5$ | $V_{\delta}(f_4 - f_{em})$ | × | 0 | $-V_{\delta}f_{em}$ | $V_{\delta}(f_u - f_{em})$ |
| IV | $V_{\delta} > 0$ $V_{\kappa} = 0$ | $V_{\delta}(f_u - f_{em})$ | $-V_{\delta}f_5$ | $V_{\delta}(f_4 - f_{em})$ | × | 0 | $-V_{\delta}f_{em}$ | $V_{\delta}(f_u - f_{em})$ |
| V | $V_{\delta} > 0$ $V_{\kappa} = 0$ | $V_{\delta}(f_u - f_{\kappa})$ | $-V_{\delta}f_5$ | $V_{\delta}(f_4 - f_{\kappa})$ | × | 0 | $-V_{\delta}f_{\kappa}$ | $V_{\delta}(f_u - f_{\kappa})$ |
| VI | $V_{\delta} > 0$ $V_{\kappa} > 0$ | Q_0 | $-V_{\delta}f_5$ | $Q_0 + V_{\delta}f_5 - V_{\kappa}f_m$ | $Q_0 - V_{\delta}(f_u - f_{\kappa}) - V_{\kappa}f_m$ | $-V_{\kappa}f_3$ | $Q_0 - V_{\delta}f_u$ | Q_0 |
| VII | $V_{\delta} > 0$ $V_{\kappa} = V_{\delta}$ | Q_0 | $-V_{\delta}f_5$ | $Q_0 + V_{\delta}(f_5 - f_m)$ | $Q_0 - V_{\delta}(f_u - f_3)$ | $-V_{\delta}f_3$ | $Q_0 - V_{\delta}f_u$ | Q_0 |

Примечание: × – канал перекрыт, Q_0 – подача от источника жидкости, V_{δ} – текущая скорость бойка, V_{κ} – текущая скорость клапана.

На основании полученных соотношений, проведена количественная оценка значений соответствующих расходов жидкости между камерами для конструкции гидроударника с диаметром корпуса 168 мм (табл. 2).

Табл. 2. Расчетные значение расходов жидкости через каналы между камерами ($Q_0 = 450$ л/мин)

| Фаза | Скорость, м/с | Направление и величина расхода жидкости между камерами | | | | | | |
|------|---|--|-------|-------|-------|-------|-------|---------|
| | | IN → 1 | 1 → 5 | 1 → 4 | 4 → 6 | 3 → 6 | 6 → 2 | 2 → OUT |
| I | $V_{\delta} = -1,5$ $V_{\kappa} = 0$ | 445 | 445 | × | 99 | 0 | 1018 | 445 |
| II | $V_{\delta} = -1,5$ $V_{\kappa} = -1,8$ | 450 | 445 | 58 | 839 | 252 | 1023 | 450 |
| III | $V_{\delta} = -1,3$ $V_{\kappa} = 0$ | -196 | 386 | -582 | × | 0 | 300 | -196 |
| IV | $V_{\delta} = 2,9$ $V_{\kappa} = 0$ | 437 | -861 | 1298 | × | 0 | -670 | 437 |
| V | $V_{\delta} = 2,1$ $V_{\kappa} = 0$ | 445 | -623 | 1069 | × | 0 | -356 | 445 |
| VI | $V_{\delta} = 2,0$ $V_{\kappa} = 2,9$ | 450 | -594 | 958 | -60 | -407 | -313 | 450 |
| VII | $V_{\delta} = 2,0$ $V_{\kappa} = V_{\delta}$ | 450 | -594 | 985 | -33 | -280 | -313 | 450 |

Примечание. Расчет выполнен для реальной конструкции гидроударника с диаметром корпуса 168 мм, для которого $f_5 = 4948$ мм²; $f_u = 6362$ мм²; $f_4 = 11310$ мм²; $f_m = 491$ мм²; $f_{6m} = 3848$ мм²; $f_{\kappa} = 2827$ мм²; $f_3 = 2337$ мм².

Совместный анализ данных табл. 1–2 позволяет сделать следующие выводы.

Расход жидкости через впускной клапан (1 → 4) на фазе перестановки клапанов вверх (II) определяется как $Q_0 + V_{\delta}f_5 - V_{\kappa}f_m$. Однако, если предположить что на фазе подъема бойка, его скорость достигла своего максимума, то в момент начала фазы перестановки клапанов вверх выполняется соотношение $Q_0 = |V_{\delta}|f_5$. Следовательно, расход через впускной клапан будет значительно меньше, чем при неподвижном бойке, и силы гидравлических сопротивлений, оказывающие тормозящее воздействие при закрытии выпускного клапана, будут сравнительно меньше чем при запуске гидроударника и при закрытии впускного клапана. Данные табл. 2 подтверждают это предположение. Таким образом, интенсивность снижения скорости бойка на этой фазе оказывает непосредственное влияние на динамику движения клапанов.

Рассматривая расход жидкости на фазе гидроторможения бойка (III), видим, что жидкость всасывается в камеру 2 из скважины, и происходит вытеснение жидкости из гидроударника в подводящий трубопровод. Подобное изменение направления движения жидкости приводит к возникновению дополнительных инерционных сил сопротивления, связанных с остановкой и изменением направления движения жидкости в части подводящего трубопровода, примыкающей к гидроударнику. Поступление жидкости из скважины может привести к загрязнению шламом камеры 2. Одним из логичных способов решения этой проблемы мог бы послужить обратный клапан, установленный на выходе из гидроударника. Однако, это может повлечь за собой возникновение разрежения в камере 2, которое при значительном наружном давлении может привести к смятию корпуса гидроударника. Этот факт необходимо учитывать при разработке конструкции гидроударника.

В начале фазы рабочего хода вместе с втулкой (V), когда боек бьёт по втулке, происходит увеличение площади перемещающейся граничной поверхности камеры 4 из-за вовлечения втулки в движение. Исходя из закона неразрывности потока жидкости, это окажет замедляющее действие на движение бойка на рабочем ходе.

На фазе свободного хода (VII) расход жидкости через впускной клапан (1 → 4) превышает расход при запуске гидроударника (при запуске $V_{\delta} = 0$ и $V_{\kappa} = 0$), поэтому возникают условия, при которых на фазе свободного хода бойка вниз возможно закрытие впускного клапана раньше, чем если бы он перемещался синхронно с бойком, что приведет к возникновению преждевременного торможения бойка на ходе вниз и, следовательно, к снижению энергии удара бойка. А учитывая большую массу выпускного клапана и тот факт, что он останавливается упругим элементом (пружиной), то вероятность такого развития событий еще более возрастает.

Также существенным является расход из камеры 3, которая находится над выпускным клапаном. При перестановке клапанов жидкость в эту полость либо всасывается, либо вытесняется из нее, а учитывая резкое изменение скорости клапана, вызванное ударами бойка, расход через канал 3 → 6 будет достигать значительных величин (см. табл. 2), что приведет к возникновению существенных сил сопротивления движению клапана. Поэтому при разработке конструкции гидроударника необходимо стремиться к минимизации сил гидравлических сопротивлений движению жидкости по каналу 3 → 6.

Подводя итог, необходимо выделить следующее.

1. Расход жидкости через отдельные элементы исследуемой конструкции гидроударника в процессе его работы варьируется в широких пределах в зависимости от фазы рабочего цикла. При этом изменяется не только интенсивность расхода, но и его направление.
2. Локальные расходы жидкости между камерами гидроударника на различных фазах рабочего цикла имеют значительную величину. Они определяют не только силы гидравлических сопротивлений, влияющих на характер движения клапанной группы гидроударника, но и на ранее не учитываемые особенности протекания его рабочего цикла, что требует их учета при создании математической модели работы механизма.
3. Полученные результаты анализа расхода жидкости через элементы гидроударника необходимо использовать при проектировании конструкции и расчете рабочих параметров гидроударника для бурения разведочно-эксплуатационных скважин.

Библиографический список

1. Калиниченко, О. И. Перспективы развития ударно-вращательного бурения разведочно-эксплуатационных скважин / О. И. Калиниченко, А. А. Каракозов, С. Н. Парфенюк, П. В. Зыбинский // 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. Гідроударник : пат. 84158 Україна : МПК Е 21В 4/00 / О. І. Калініченко, А. А. Каракозов, П. В. Зибінський, С. М. Парфенюк; Донец. нац. техн. ун-т (Україна). – № а200601017; заявл. 03.02.06; опубл. 25.09.08, Бюл. №18. – 4 с. : ил.
3. Ясов, В. Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин / В. Г. Ясов. – М. : «Недра», 1977. – 153 с.
4. 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.
5. Калиниченко, О. И. Развитие научных основ создания погружных гидроударных снарядов и установок для однорейсового бурения скважин на морском шельфе : дисс. ... докт. техн. наук / Калиниченко Олег Иванович. – ДонГТУ, 2001, – 371 с.
6. Парфенюк, С. Н. Анализ рабочего цикла гидроударника для бурения дегазационных скважин / С. Н. Парфенюк, А. А. Каракозов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер. «Гірничо-геологічна» / Донец. нац. техн. ун-т. – 2008. – Вип. 7(135). – С. 136–141.
7. Шкурко, А. К. Бурение скважин забойными ударными машинами / А. К. Шкурко. – Л. : Недрa, 1982. – 169 с.
8. Штеренлихт, Д. В. Гидравлика : Учебник для вузов / Д. В. Штеренлихт. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : КолосС, 2005. – 656 с. : ил.

© Парфенюк С. Н., 2009 г.