

ближенный метод при любых граничных условиях. Для установок роторного типа, когда колонна находится в условиях растяжения-сжатия, этот метод достаточной точности не дает.

Библиографический список

1. Улитин Г.М. Обеспечение динамически устойчивой работы буровой колонны роторного типа // Уголь Украины, 2001. — №1. — С. 28–29.
2. Пасынков Р.Е. Исследование динамики буровой колонны // Уголь Украины, 1997. — №4. — С. 50–51.
3. Улитин Г.М. Устойчивость бурильной колонны при кручении // Вибрации в технике и технологиях, 2002. — №1. — С. 86–88.
4. Эпштейн Е.Ф., Мацейчик В.И., Ивахнин И.И., Асатурян А.Ш. Расчет бурильных труб в геологоразведочном бурении. — М.: Недра, 1979. — 160 с.
5. Шевченко Ф.Л. Механика упругих деформируемых систем. — К.: ИСИО, 1993. — Ч.1: Напряженно-деформированное состояние стержней. — 280 с.
6. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны. — М.: Недра, 1990. — 264 с.
7. Улитин Г.М. Устойчивость колонны буровой установки роторного типа // Проблемы прочности, 2002. — №1. — С. 130–135.
8. Алфутов Н.А. Основы расчета на устойчивость упругих систем. — М.: Машиностроение, 1978. — 312 с.

© Улитин Г.М., 2005

УДК 622.243.922.001.5, 622.24.053.531

Канд. техн. наук КАРАКОЗОВ А.А. (ДонНТУ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОУДАРНИКОВ, ВХОДЯЩИХ В СОСТАВ БУРОВЫХ СНАРЯДОВ ДЛЯ ПРОХОДКИ ГЕОЛОГОРАЗВЕДОЧНЫХ СКВАЖИН НА МОРСКОМ ШЕЛЬФЕ

Гидроударные механизмы двойного действия с дифференциальным поршнем давно используются при проходке геологоразведочных скважин на морском шельфе погружными буровыми установками [1, 2]. Большой комплекс теоретических и экспериментальных исследований, ранее проведенных на кафедре технологии и техники геологоразведочных работ (ТТГР) ДонНТУ, позволил создать эффективные конструкции гидроударников, успешно эксплуатирующихся в составе буровых установок ПУВБ-150, УГВП-130/8, УГВП-150, УГВП-130/10 [1–3]. Особое внимание при этом уделялось экспериментальным работам, позволившим подробно изучить фазы рабочего цикла различных конструктивных схем гидроударников, а также определить реальные энергетические показатели этих механизмов в зависимости от условий эксплуатации [4–6].

В то же время ряд вопросов не подвергся тщательному изучению. Например, не проводилась сравнительная оценка работы различных схем исполнения клапанных групп гидродвигателей механизмов и влияния их динамики на работу гидроударника. Кроме того, работы по исследованию влияния величины свободного хода бойка механизма на энергетические показатели гидроударника проводились с точки зрения повышения скорости соударения бойка с наковальней [3]. Полученные при этом результаты использовались при проектировании буровых снарядов, прошедших успешную апробацию в производственных условиях. Однако, несмотря на проведенные работы по оптимизации параметров самой гидроударной машины [7], реаль-

ная механическая скорость бурения гидроударными снарядами в породах песчано-глинистого комплекса в ряде случаев оказывается существенно ниже, чем можно было бы ожидать, исходя из данных Б.М.Ребрика [8] и В.С.Фоменко [9] по углубке колонкового пробоотборника в грунт под действием единичного удара. Это объясняется тем, что при проектировании конструкции буровых снарядов не учитывалось его взаимодействие с грунтом при двухударном режиме работы гидроударника с практически симметричным рабочим циклом [10]. Учет этого взаимодействия дает нам возможность предположить, что для повышения эффективности процесса погружения снаряда в грунт необходимо снижать скорость соударения бойка с наковальней при его движении вверх (за счет гидроторможения на свободном ходе). А для этого необходимо экспериментально уточнить влияние величины свободного хода бойка на снижение его скорости на свободном ходе с учетом динамики клапанной группы.

В связи с этим на кафедре ТТГР были проведены дополнительные экспериментальные исследования гидроударников с диаметром корпуса 108 мм, входящих в состав буровых снарядов погружных установок для бурения подводных скважин.

Исследования проводились на стенде, показанном на рис. 1.

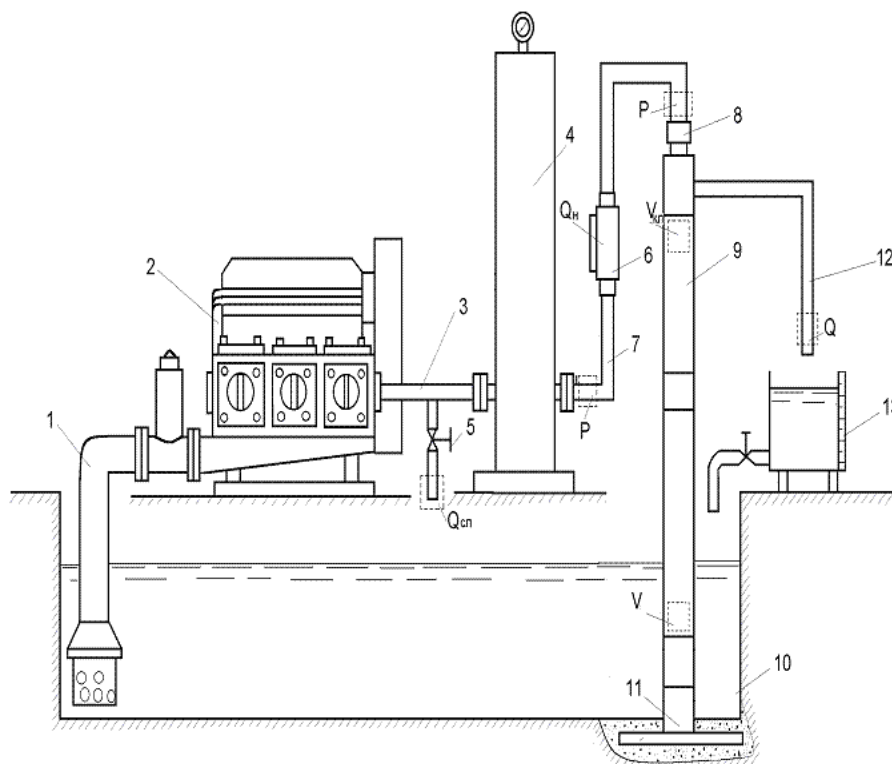


Рис. 1. Схема экспериментального стенда для исследований гидроударника: 1 — всасывающий трубопровод; 2 — буровой насос НБ5-320/100; 3, 7 — нагнетательный трубопровод; 4 — компенсатор; 5 — задвижка; 6 — датчик расхода (Q_n); 8 — быстроразъемное соединение; 9 — гидроударник; 10 — емкость; 11 — опорный переходник; 12 — сливная магистраль; 13 — мерная емкость; □ — места размещения датчиков расхода жидкости на сливе ($Q_{сл}$), давления (P), скорости бойка (V) и клапанной группы ($V_{кл}$)

Скорость бойка и клапанной группы измерялась индукционными датчиками. Для измерения давления использовались датчики давления типа ГДД (с чувствительным цилиндрическим элементом) и типа ДДВТ (с чувствительным пластинча-

тым элементом). Для преобразования упругой деформации чувствительных элементов в электрический сигнал использовались два проволочных тензометрических датчика типа 2ПКВ-10-200ГВ, которые соединялись по полумостовой схеме. Для питания измерительного полумоста и усиления сигнала, снимаемого с датчика давления, использовался восьмиканальный усилитель 8АНЧ-7М. Среднее значение давления жидкости в нагнетательной магистрали контролировалось манометром типа МО. Для точного разграничения фаз рабочего цикла фиксировались моменты ударов бойка по наковальне, для чего использовались датчики тензометрического типа, которые наклеивались на боковую поверхность наковален и соединялись по полумостовой схеме. Для регистрации сигналов с датчиков применялся светолучевой осциллограф Н-115.

Величина расхода рабочей жидкости контролировалась с помощью расходомеров и объемным методом при помощи мерных емкостей.

При проведении исследований изучался рабочий цикл гидроударников с различным конструктивным исполнением клапанных групп. Наиболее стабильную и устойчивую работу гидродвигателя, а также больший моторесурс обеспечивали конструктивные схемы, представленные на рис. 2.

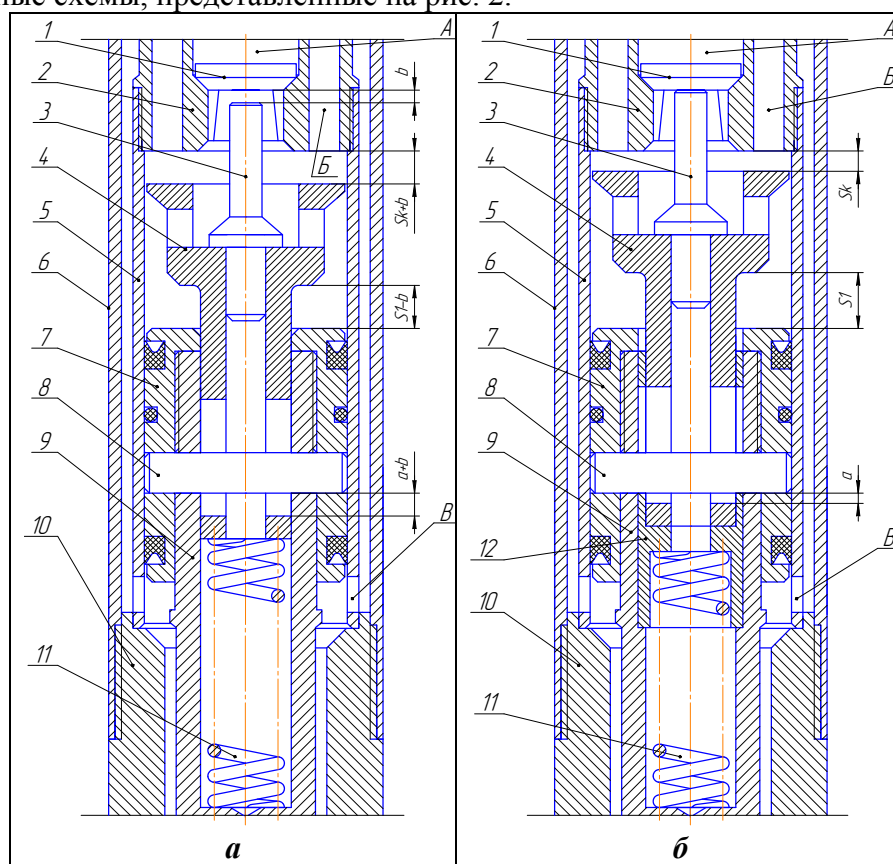


Рис. 2. Варианты конструктивного исполнения клапанных групп гидроударников: 1 — впускной клапан; 2 — клапанная коробка; 3 — толкатель; 4 — выпускной клапан; 5 — цилиндр; 6 — верхний корпус; 7 — поршень; 8 — палец; 9 — боек; 10 — верхняя наковальня; 11 — пружина; 12 — втулка; *A* — впускное окно; *B* — выхлопные каналы; *B* — впускные отверстия; *S1* — рабочий ход бойка; *Sk* — ход клапанов; *a* — регулировочный зазор (определяет свободный ход бойка при движении вниз); *b* — зазор между толкателем и впускным клапаном

Особенностью конструктивной схемы, представленной на рис. 2, а является наличие зазора b между толкателем и выпускным клапаном, который изменялся в пределах от 0 до 6 мм. Рабочий цикл гидроударника с гидродвигателем, выполненным по схеме рис. 2, а, состоит из следующих фаз.

Фаза 1 — интервал, соответствующий времени прохождения бойком рабочего хода под действием давления рабочей жидкости, поступающей под поршень 7 через впускные отверстия B . При этом жидкость из надпоршневой полости цилиндра 5 вытесняется на слив через каналы B . В начале фазы впускной клапан 1 закрыт. Выпускной клапан 4 находится в крайнем нижнем положении и опирается на пружину 11. По мере подъема поршня 7 вверх выпускной клапан перемещается вместе с ним на расстояние b до тех пор, пока толкатель 3 не встретится с впускным клапаном 1. За счет удара толкателем по впускному клапану выпускной клапан останавливается и остается неподвижным до конца фазы, поскольку впускной клапан также остается на месте за счет давления на него рабочей жидкости. При этом происходит сжатие пружины 11. На осциллограмме (рис. 3) момент соударения клапанов виден по скачку скорости выпускного клапана и даже по небольшому изменению скорости бойка. Фаза заканчивается ударом поршня по выпускному клапану.

Фаза 2 — интервал, соответствующий времени прохождения бойком свободного хода. Фаза начинается ударом поршня по выпускному клапану, а заканчивается ударом бойка по верхней наковальне. В этот период времени происходит движение впускного и выпускного клапанов за счет энергии удара поршнем по выпускному клапану и силы сжатия пружины 11. Затем выпускной клапан перекрывает выхлопные каналы B , а впускной клапан открывает доступ рабочей жидкости из впускного окна A в верхнюю полость гидроцилиндра. Наблюдающийся спад давления жидкости объясняется кратковременным соединением впускного окна A с выхлопными каналами B при перестановке клапанов. В течение фазы боек теряет часть скорости, что объясняется, главным образом, гидроторможением бойка при перестановке клапанов.

Фаза 3 — интервал, соответствующий времени прохождения бойком рабочего хода под действием давления рабочей жидкости, действующей на поршень сверху и снизу. При этом жидкость из подпоршневой полости цилиндра перетекает надпоршневую полость. В течение фазы впускной клапан открыт, а выпускной закрывает выхлопные каналы B . Клапанная группа находится в этом положении до конца фазы за счет давления жидкости на выпускной клапан 4. Боек из крайнего верхнего положения перемещается вниз. Фаза заканчивается ударом пальцем 8 по хвостовику выпускного клапана. Продолжительность этой фазы зависит от соотношения величин свободного хода бойка при ходе вверх и регулировочного зазора a — чем больше зазор a , тем больше длительность фазы.

Фаза 4 — интервал, соответствующий времени прохождения бойком свободного хода. Фаза начинается ударом пальцем 8 по хвостовику выпускного клапана, а заканчивается ударом бойка по нижней наковальне. В этот период времени происходит возврат впускного и выпускного клапанов в исходное положение за счет энергии удара пальцем по выпускному клапану. Наблюдающийся спад давления жидкости также объясняется кратковременным соединением впускного окна A с выхлопными каналами B при перестановке клапанов. В течение этой фазы боек также теряет часть скорости, что тоже объясняется гидроторможением бойка при перестановке клапанов.

Анализ осциллограммы (рис. 3) и других осциллограмм, полученных в результате исследований, показывает, что, варьируя значения конструктивных пара-

метров гидродвигателя, достаточно легко добиться снижения скорости бойка при его ходе вверх, в то же время сохранив мощный удар вниз. Это позволяет оптимизировать всю конструкцию бурового снаряда исходя из критерия максимума механической скорости бурения. Исследования показали, что рассмотренная конструктивная схема гидродвигателя обеспечивает надежную работу гидроударника, его легкую настройку, регулировку и запуск. В то же время клапанная группа и пружина здесь подвержены мощным динамическим нагрузкам, что снижает их моторесурс и иногда приводит к внезапному выходу их из строя.

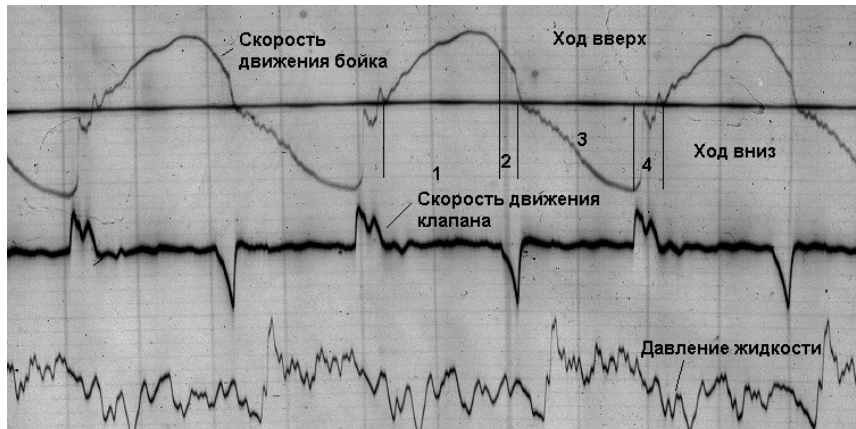


Рис. 4. Осциллограмма рабочего цикла гидроударника с гидродвигателем, выполненным по схеме рис. 2, б: 1, 2, 3, 4 — фазы рабочего цикла гидроударника

же время из осциллограммы видно, что клапанная группа и пружина 11 не испытывают дополнительных динамических нагрузок в течение первой фазы, что благоприятно отражается на общем моторесурсе гидроударника. В результате установлено, что данная конструктивная схема кроме этого обладает теми же преимуществами, что и конструктивная схема, показанная на рис. 2, б. Исключение составляет несколько более высокое давление запуска гидроударника, что, однако, не отражается на его работоспособности и не ограничивает его область применения.

Особенностью конструктивной схемы, представленной на рис. 2, б является наличие специальной втулки 12, обеспечивающей смыкание клапанной группы в начале рабочего цикла и возможность создания предварительного натяжения пружины 11. Рабочий цикл гидроударника с гидродвигателем, выполненным по схеме рис. 2, б, также состоит из четырех аналогичных фаз. Отличие заключается в том, что на первой фазе рабочего цикла выпускной клапан 4 неподвижен и сжатие пружины 11 начинается сразу после начала фазы. Поэтому при прочих равных условиях с предыдущей схемой клапанная группа на второй фазе переставляется быстрее, а поэтому и гидроторможение бойка при ходе вверх может быть большим (рис. 4). В то

Проведенные экспериментальные исследования дали возможность определить рациональную конструктивную схему гидродвигателя гидроударного механизма, входящего в состав буровых снарядов для проходки геологоразведочных скважин на морском шельфе, и подтвердить правильность аналитической методики определения его конструктивных и рабочих параметров. Кроме того, проведенные исследования позволили определить параметры регулирования рабочего цикла гидроударника, обеспечивающего увеличение скорости погружения бурового снаряда в породы песчано-глинистого комплекса при бурении подводных скважин. Полученные результаты были учтены при проектировании буровых снарядов установки УМБ-130 и скважинных снарядов ПГС-127С и ПГС-108С, разработанных кафедрой ТТГР ДонНТУ при участии ЗАО «Компания «Юговостокгаз». Эти технические средства прошли успешную апробацию в производственных условиях шельфа Черного и Каспийского морей в 2003-2004 г.г. при проведении инженерно-геологических изысканий на площадках постановки буровых платформ и трассах подводных трубопроводов [11, 12].

Библиографический список

1. **Шелковников И.Г., Лукошков А.В.** Технические средства подводного разведочного бурения и опробования. — Л.: Изд - во ЛГУ, 1979. — 224 с.
2. **Применение** погружных автономных установок для однорейсового бурения подводных скважин / Калиниченко О.И., Коломоец А.В., Квашин Е.В. и др. // Техн. и технол. геол.развед. работ; орг.пр-ва. Обзор / ВИЭМС. — М., 1988. — Вып.2. — 46 с.
3. **Неудачин Г.И., Чаленко А.А., Фоменко В.С.** Опыт применения технических средств с гидравлическим приводом для отбора донных проб на шельфе / Межвуз. науч. темат. сб. Техника и технология бурения разведочных скважин. Вып. 9. — Свердловск: СГИ, 1986. — С. 46–51.
4. **Коломоец А.В., Калиниченко О.И., Квашин Е.В., Каракозов А.А.** Результаты экспериментальных исследований гидровибрационных механизмов дифференциального действия / Межвуз. науч. темат. сб. Техника и технология бурения разведочных скважин. Вып. 7. — Свердловск: СГИ, 1984. — С. 46–52.
5. **Квашин Е.В.** Результаты экспериментальных исследований бурового снаряда установки УГВП-130/8 / Межвуз. науч. темат. сб. Техника и технология бурения разведочных скважин. Вып. 9. — Свердловск: СГИ, 1986. — С. 42–46.
6. **Калиниченко О.И.** Экспериментальные измерения характеристик гидроударника при изменении сечения трубопровода // Труды ДонГТУ. Серия: Горно-геологическая. — Донецк, 2001. — Вып.23. — С.109–113.
7. **Калиниченко О.И.** К вопросу оптимизации гидроударных погружных буровых снарядов для однорейсового бурения подводных скважин // Труды ДонГТУ. Серия: Горно-геологическая. — Донецк, 2002. — Вып.45. — С. 44–49.
8. **Рибрик Б.М.** Ударное бурение грунтов. — М.: Недра, 1976. — 232 с.
9. **Фоменко В.С.** Разработка технологии и техники отбора проб донных отложений на шельфовой зоне морей колонковыми пробоотборниками с гидроударным приводом: Дисс. ... канд. техн. наук. — Донецк, ДПИ, 1986. — 244 с.
10. **Каракозов А.А.** О разработке ударных систем буровых снарядов для отбора проб при бурении разведочных скважин на шельфе // Труды ДонГТУ. Серия: Горно-геологическая. — Донецк, 2001. — Вып.23. — С. 72–76.
11. **Калиниченко О.И., Каракозов А.А., Зыбинский П.В., Паршков А.В.** Совершенствование технологии бурения подводных скважин установкой УМБ-130 // Науковий вісник НГУ. — Дніпропетровськ, 2004. — №5. — С. 68–71.
12. **Калиниченко О.И., Каракозов А.А., Зыбинский П.В., Паршков А.В.** Технические средства бурения подводных геологоразведочных скважин глубиной до 50 метров // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения / Сборник научных трудов. Вып. 7 / ИСМ им. В.Н.Бакуля НАН Украины. — Киев, 2004. — С. 14–15.

© Каракозов А.А., 2005