

### Література

1. Свод правил по инженерным изысканиям на континентальном шельфе для строительства морских нефтегазопромысловых сооружений (СП11-114-2004) / Госстрой России. – М.: ФГУП «ПНИИИС», 2004. – 87 с.
2. Калиниченко О. И., Хохуля А. В., Сокол И. А. Повышение технико-экономических показателей многорейсового бурения подводных скважин установками УМБ-130М // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент - техника и технология его изготовления и применения. – К.: ИСМ им. В. Н. Бакуля, НАН Украины. – 2011. – Вып. 14. – С. 51–55.
3. Калиниченко О. И., Зыбинский П. В., Каракозов А. А. Погружные буровые снаряды и установки для бурения скважин на шельфе. – Донецк: Вебер, Донец. отд. – 2007. – 270 с.
4. Новая установка УМБ-2М для многорейсового бурения скважин на морских акваториях / О. И. Калиниченко, А. В. Хохуля, П. Л. Комарь, Д. В. Копытков-Баскаков // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія гірничо-геологічна. – Донецьк, 2011. – Вып. 14(181). – С. 14–19
5. К вопросу совершенствования технологии отбора донных проб установкой УГВП-130/8 // Е. В. Квашин, Е. Г. Орлов, О. И. Калиниченко, И. И. Цабут. Деп. рук. УкрНИИНТИ, № 1052-Ук89 13.04.89. – 8 с.

*Поступила 12.06.12*

УДК 622.243.952

**О. И. Калиниченко**, д-р техн. наук; **А. В. Хохуля**, **К. В. Векличева**

*Донецкий национальный технический университет, Украина*

### ГИДРОВИБРАЦИОННЫЕ МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ЛИКВИДАЦИИ АВАРИЙ В СКВАЖИНАХ

*В статье рассмотрены схемы и рекомендации по выбору параметров гидроударных машин для ликвидации аварий в скважинах.*

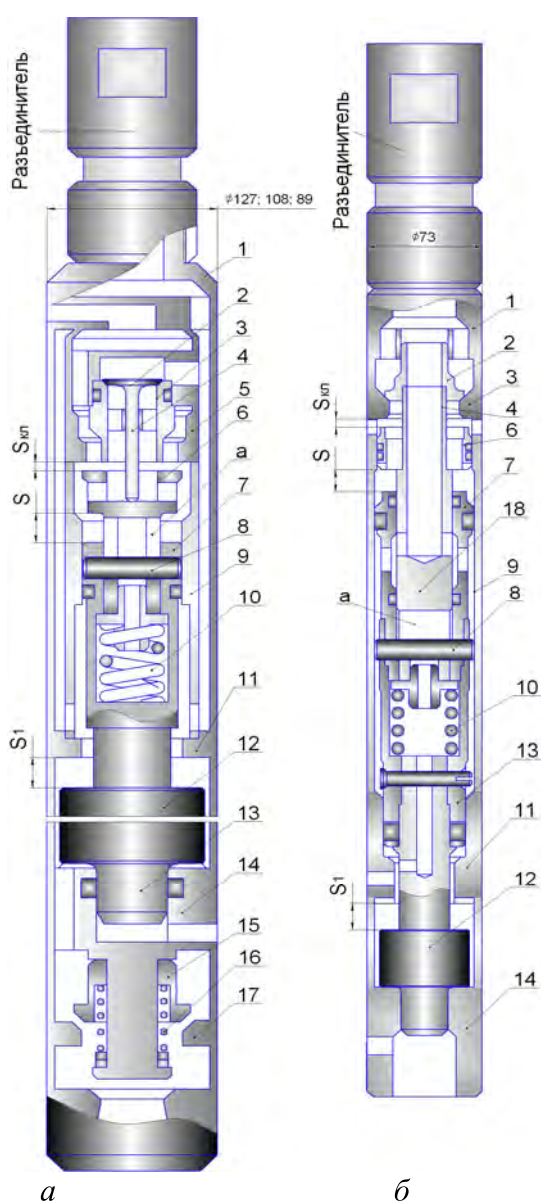
**Ключевые слова:** скважина, авария, гидроударная машина, параметры.

Наиболее активным периодом использования гидроударных механизмов для ликвидации прихватов бурового снаряда в скважинах являлись 80-е годы прошлого века. Аварийность буровых работ достигала 10 % общего объема затрат времени на бурение скважин и была довольно серьезной проблемой. В такой ситуации были оправданы научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по развитию и поиску новых способов и технических средств предупреждения и эффективной борьбы с аварийными ситуациями. Направление значительной части таких исследований было посвящено созданию механизмов, основанных на передаче интенсивных частотно-силовых нагрузок на прихваченный буровой снаряд. Научными и производственными буровыми организациями, в том числе Донецким национальным техническим университетом (ДонНТУ) были разработаны десятки вполне работоспособных машин в виде ударных устройств, представляющих собой либо гидравлические вибраторы, либо комбинации гидроударника и яса. В отдельных случаях, применение отмеченных целевых устройств оказывалось весьма эффективным. Однако, значительная доля примеров использования таких машин характеризовалась, прежде всего, недостаточным уровнем их надежности [1–3].

Накопленный в ДонНТУ опыт разработки гидроударных агрегатов с повышенными эксплуатационными качествами гидравлических двигателей двойного действия с клапанным

распределением жидкости позволяет разрабатывать гидравлические вибраторы с высокими параметрами надежности и достаточным уровнем выходных частотно-силовых характеристик.

Принципиальные схемы гидравлических вибраторов (ГВ), положенные в основу технической разработки нормального ряда механизмов диаметром 127, 108, 89 и 73 мм, показаны на рисунке. Гидравлические вибраторы первых трех диаметров выполнены по схеме, *a* на рисунке. Некоторые конструктивные особенности исполнения ГВ-73 *б* на рисунке обусловлены техническими трудностями, возникшими при разработке системы распределения жидкости в цилиндре гидродвигателя машины. В процессе проектирования ГВ предусматривали также возможность их унификации с выбором выгодного сочетания конструктивных элементов гидродвигателя для работы в экстремальном режиме получением максимально допустимых значений энергии единичного удара.



*a* *б*  
Схемы гидравлических вибраторов для ликвидации прихватов в скважине

Элементы машины размещены в корпусе 1, диаметр которого соответствует сортаменту труб геологоразведочного сортамента.

Работа гидроударника *a* на рисунке традиционная для машин двойного действия с дифференциальным поршнем и клапанным распределением жидкости. Жидкость поступает в нижнюю полость цилиндра 9 под поршень 7. За счет давления  $P$  жидкости на поршень в цилиндре механизма формируется сила  $R_n = P(f_n - f_m)$ , обеспечивающая движение системы «поршень–боек» вверх ( $f_n$  – площадь поршня 7;  $f_m$  – площадь штока 13).

Поскольку в это же время на клапан 2 действует сила  $R_k = Pf_k$  ( $f_k$  – площадь клапана 2), прижимающая его к седлу клапанной коробки 3, выпускной клапан 6 через хвостовик-толкатель 4 остается неподвижным. При движении поршня вверх одновременно перемещается палец 8 по пазам «а», выполненным в хвостовике выпускного клапана 6. На этой фазе работы машины происходит сжатие пружины 10.

Пройдя расстояние рабочего хода  $S$ , поршень 7 наносит удар по выпускному клапану 6. За счет энергии удара и энергии сжатой пружины 10 клапан 6 переместится вверх. Одновременно благодаря толкателю 4 откроется впускной клапан 2, переместившись вверх. Жидкость начнет поступать как в верхнюю, так и нижнюю полость цилиндра 9. Боек продолжит двигаться вверх на пути  $S_1 - S = S_{кл} / 2$  по инерции до соударения с наковальной 11.

После этого при участии силы  $R_n = Pf_m$  поршень начнет двигаться вниз. Сила  $R_n$  является результирующей и обуславливается

наличием дифференциальной формы поршня при действии на него давления как с верхней, так и нижней стороны.

При движении поршня вниз, клапан 6 сохраняет верхнее положение за счет силы его прижатия к нижней торцевой поверхности клапанной коробки 5. После прохождения

расстояния  $S$  палец 8 ударит по хвостовику клапана 6, за счет чего оба клапана 2 и 6 переместятся вниз. Доступ жидкости в верхнюю полость цилиндра прекратится. Жидкость будет поступать только в нижнюю полость цилиндра. Боек 12 за счет накопленной энергии на пути  $S_{\text{кл}}$  продолжит двигаться вниз до соударения с наковальней 14. Цикл работы гидроударника повторится. Формирующиеся в процессе соударений бойка с наковальнями удары передаются прихваченному буровому снаряду.

Гидровибраторы по рассмотренной схеме на аварийно опасных участках могут включаться в состав бурового снаряда в процессе проходки скважины или спускаться в зону прихвата на бурильной колонне после аварии. При использовании ГВ в составе снаряда запуск и остановка машины осуществляются с помощью пускового клапана 15. В процессе бурения клапан 15 остается открытым и обеспечивает проход заданного количества промывочной жидкости на забой скважины. Это достигается выбором жесткости пружины 16 и регулированием ее предварительного натяжения. Закрытие клапана 15 при запуске машины обеспечивается при повышении расхода жидкости, что вызывает увеличение скоростного напора на клапан 15, который, преодолевая сопротивление пружины 16, перекрывает канал в переходнике 18.

Работа гидроударника, изображенного схематично на рисунке б (позиции сохранены относительно а) идентична. Отличие заключается в конструктивном исполнении распределительного узла. Клапан 2 установлен концентрично на полый толкатель выпускного клапана 6. При этом канал полого толкателя клапана 6 служит для постоянной подачи жидкости в нижнюю полость цилиндра 9, который в этом случае является также корпусным элементом ГВ. Несколько изменена зависимость для определения результирующей силы перемещения поршня-бойка вниз:  $R_k = P(f_{\text{ш}} - f_{18})$ , где  $f_{18}$  – площадь штока 18 выпускного клапана 6.

При проектировании гидравлических вибраторов учитывали комплекс технических и параметрических ограничений, связанных, прежде всего с возможностями применяемого оборудования и бурильных труб. Карту эксплуатации гидравлических вибраторов в период ликвидации прихватов бурового снаряда разрабатывались с учетом характерных технологических и безопасных условий выполнения работ.

С учетом количественной и качественной взаимосвязи частоты и энергии ударов в качестве критерия оптимизации ГВ использовали такой показатель его работы, как ударная мощность, формирующаяся возвратно-поступательно движущимся бойком. При этом синтез гидровибраторов обеспечивался комплексным решением системы уравнений [4]

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2x}{dt^2} = P_{(t)}f - R_{(z)}; \\ P_{(t)} = k\rho\mu c \frac{f}{f_T} \left( \frac{Q}{f} - \frac{dx}{dt} \right) + P_1 + P_2; \\ QT = \frac{fS}{\mu} + \sum t_i(V_1 + \Delta V)f; \\ \Delta V = \left[ k\rho\mu c \left( \frac{Q}{f} - V_1 \right) \frac{f^2}{f_T} + (P_1 + P_2)f \right] \left[ f_0\rho c \left( 1 + \frac{f}{f_T} \right) \right]^{-1}, \end{array} \right.$$

где  $m$  – масса бойка;  $\frac{dx}{dt}$ ,  $\frac{d^2x}{dt^2}$  – текущее значение соответственно скорости и ускорения бойка;  $P_{(t)}$  – давление жидкости в активных камерах гидродвигателя;  $f$  – рабочая площадь поршня;  $R_{(z)}$  – сила сопротивления движению поршня;  $k$  – коэффициент, учитывающий разрежение за поршнем при гидроударе;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\mu$  – коэффициент утечек жидкости на рабочем ходе бойка  $S$ ;  $c$  – скорость распространения гидроударной волны;  $f_T$  – площадь сечения трубопровода;  $Q$  – расход жидкости;  $T$  – период рабочего цикла;  $V_1$  –

скорость бояка в конце рабочего хода  $S$ ;  $P_1$  – давление, обусловленное работой жидкости в цилиндре ГВ;  $P_2$  – давление на преодоление гидравлических сопротивлений в гидроударной системе;  $f_0$  – площадь сечения канала органа управления;  $t_i$  – продолжительность фаз рабочего цикла ГВ (без учета длительности фазы рабочего хода).

Основные характеристики разработанных ГВ приведены в таблице.

### Значения параметров гидровибраторов

Параметр	Значение по типоразмеру			
	ГВ-73	ГВ-89	ГВ-108	ГВ-127
Диаметр корпуса, мм	73	89	108	127
Масса бояка, кг	55	55	60	60
Рабочая площадь поршня, $\times 10^{-4}$ м <sup>2</sup>	11	13	16	21
Рабочий ход бояка, мм	27	26	27	23
Расход рабочей жидкости, л/мин	150	180	210	270
Средний перепад давления, МПа	4,0	4,0	3,5	3,9
Частота ударов бояка, с <sup>-1</sup>	25	27	26	32
Энергия единичного удара, Дж	182	195	195	190
Эффективная мощность, кВт	4,6	5,5	5,0	6,1
Мощность на привод ГВ, кВт	10,5	13	13	17,5

Эксплуатационная эффективность предложенных ГВ обуславливается как имеющимся опытом применения аналогичных механизмов при устранении сложных аварий, связанных с прихватами буровых снарядов в геологоразведочных скважинах [2], так и полученной надежностью идентичных гидродвигателей погружных гидроударных буровых снарядов, апробованных в сложных горно-геологических условиях бурения инженерно-геологических скважин [4].

*У статті розглянуті схеми та рекомендації що до вибору параметрів гидроударних машин для ліквідації аварій в свердловинах.*

**Ключові слова:** свердловина, аварія, гидроударна машина, параметри.

*The article observes schemes and recommendations for parameters of hydraulic percussive machines which are used to liquidate breakdowns in boreholes.*

**Key words:** borehole, breakdown, hydraulic percussive machines, parameters.

### Литература

1. Колomoец А. В. Предупреждение и ликвидация прихватов в разведочном бурении. – М.: Недра, 1985. – 230 с.
2. Ликвидация аварий погружными гидровибраторами при бурении скважин в Донбассе / Г. И. Неудачин, А. В. Колomoец, О. И. Калиниченко, И. П. Бушуев // Техника и технология геологоразведочных работ; организация производства; ЭИ ВИЭМС. – М., 1977. – Вып. 18. – С. 24.
3. Погружные гидровибраторы для ликвидации аварий. / Г. И. Неудачин, А. В. Колomoец, О. И. Калиниченко, И. П. Бушуев // Разведка и охрана недр, 1977. – № 1. – С. 33–36.
4. Калиниченко О. И., Зыбинский П. В., Каракозов А. А. Гидроударные буровые снаряды и установки для бурения скважин на шельфе. – Донецк: Вебер, Донецк. отд., 2007. – 270 с.

*Поступила 03.06.12*