

УДК 622.243

ЗЫБИНСКИЙ П.В. (ЗАО «Компания «Юговостокгаз»), КАЛИНИЧЕНКО О.И. (ДонНТУ)

НОВЫЙ ПОРШНЕВОЙ ГИДРОБУР ДЛЯ ОДНОРЕЙСОВОЙ ПРОХОДКИ ПОДВОДНЫХ СКВАЖИН

За последние годы было предложено несколько разновидностей и вариантов поршневых гидродвигателей для вращательного бурения скважин. Вместе с тем, серьезная работа по созданию гидробуров (ГБ) велась с очень немногими изобретениями, причем обычно с наиболее простыми вариантами получения достаточной эффективной мощности на валу гидродвигателя (за счет увеличения количества силовых цилиндров), использования традиционных многоканальных золотниковых и кулисно-шиберных распределительных устройств и упрощенной схемы взаимодействия элементов винтового преобразователя возвратно-поступательного перемещения поршня во вращательное движение шпинделя. Несмотря на принципиальную работоспособность ГБ никогда не доводились до стадии промышленных испытаний. Главная причина сложившейся ситуации — сложность конструкции и низкая надежность двигателя, как основного элемента гидробура.

К настоящему времени позицию проектирования простых машин успешно прошли поршневые гидродвигатели с клапанным распределительным устройством, входящие в состав погружных насосов для откачки зашламованных жидкостей (ПГН) [1, 2]. При существующей низкой избирательности надежных гидродвигателей, перспективы создания гидробуров на базе гидродвигателя рассматриваемого типа объясняется возможностью создания достаточно мощных машин с небольшими габаритами при относительной простоте устройства и лучшей приспособленности клапанной пары к работе на жидкости, допускающей наличие абразивных частиц, чем, например, самовращающегося золотника.

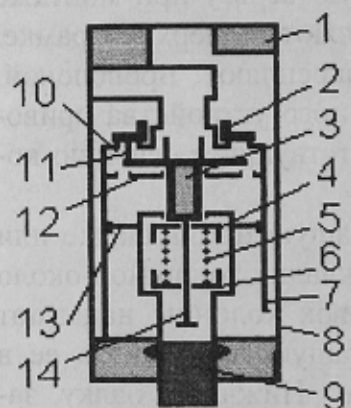


Рис.1. Схема гидродвигателя с клапанным водораспределительным устройством

Схема отмеченного гидродвигателя, которая легко трансформируется в схему привода гидробура для вращательного бурения, показана на рис.1.

При подаче рабочей жидкости (морская вода) в гидродвигатель, она через переходник 1 пройдет в нижнюю полость цилиндра 7 и вызовет подъем поршня 13 со штоком 9 вверх. В это время отработанная жидкость из верхней полости цилиндра будет вытесняться через окна в центраторе 12, центральный канал в клапанной коробке 10 и радиальный канал в переходнике 1 в скважину. На этой фазе движения поршня клапанная пара удерживается в исходном положении давлением рабочего агента на впускной клапан 2 (клапан 2 закрыт, а клапан 3 открыт).

Когда поршень дойдет до верхнего положения, ограничитель 4 упрется в хвостовик выхлопного клапана 3, и начнет сжиматься пружина 5. В крайнем верхнем положении происходит соударение системы «поршень 13 — нижний ограничитель 6 — верхний ограничитель 4 — хвостовик выхлопного клапана 3». При этом усилие сжатой пружины и кинетическая энергия поршня передается через толкатель 11 впускному клапану 2. Рабочая фаза заканчивается перестановкой клапанов — впускной

клапан 2 откроется, а выхлопной клапан 3, переместившись вверх, перекроет центральный канал в клапанной коробке 10.

При верхнем положении клапанов жидкость устремится в верхнюю полость цилиндра через осевые отверстия в клапанной коробке и центраторе. Благодаря дифференциальному исполнению поршень 13 со штоком 9 начнут двигаться вниз. Но всем протяжении хода поршня вниз клапана будут сохранять верхнее положение благодаря силе, обусловленной давлением жидкости в цилиндре, действующей на поверхность прилегания выхлопного клапана 3 к клапанной коробке 10.

В нижней точке реверса, нижний ограничитель 6 упрется в головку тяги 14. При дальнейшем опускании поршня начнет сжиматься пружина 7 до момента соударения с верхним ограничителем. Сила сжатия пружины и удара ограничителей вызовет перестановку клапанов гидродвигателя в исходное положение. Цикл работы двигателя повторяется.

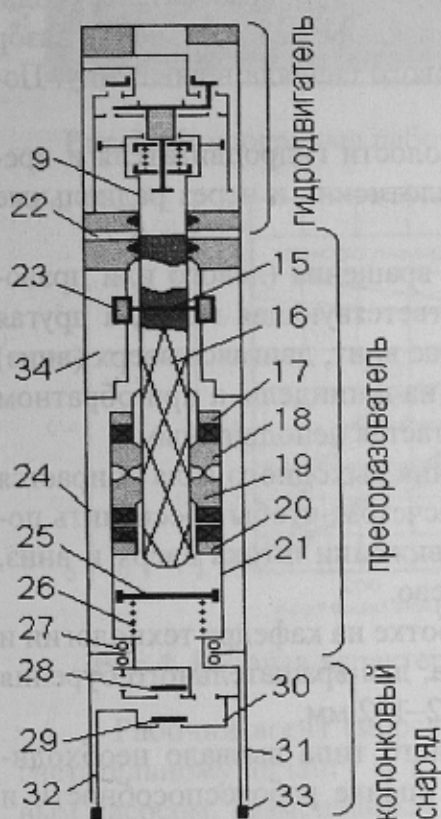


Рис.2. Схема поршневого гидробура с универсальным винтовым преобразователем

Используя принцип механической и кинематической связи штока 9 с винтом 16 преобразователя (рис.2) удалось обеспечить структурный синтез гидробура, для которого возвратно-поступательного перемещения штока и удлинителя преобразователя подчиняются общему закону движения. Причем, преобразователь является универсальным, позволяющим работать в прерывистом режиме вращения, одностороннем (левом или правом) или реверсивно-вращательном. Функции гидродвигателя расширены возможностью создания обратной циркуляции жидкости в колонковом наборе, что весьма существенно для получения качественного керна особенно при бурении в дезинтегрированных и слабосвязанных породах.

Устройство гидравлического механизма защищено авторским свидетельством [3]. Преобразователь отделен от гидродвигателя узлом уплотнения, имеющего кольцевую проточку с радиальными отверстиями 22 для отвода утечек жидкости и гидравлической защиты преобразователя. Шток гидродвигателя 9 жестко связан с винтом 16, имеющим левую и правую парезки, взаимодействующими с левой 18 и правой 19 гайками и имеет закрепленный в нижней части палец 15 с роликами 23, перемещающимися в пазах 34 корпуса 24. Гайки свободно установлены в шпинделе 21 с жестко закрепленными зубчатыми полумуфтами — верхней 17 и нижней 20. Шпиндель установлен в подшипниковом узле 27 и, нижней частью связан с клапанной коробкой 30, имеющей всасывающий 29 и нагнетательный 28 клапаны. Внутри полости преобразователя на пружине 26 установлен поршень 25 (лубрикатор), который отделяет верхнюю часть полости преобразователя (надпоршневую), заполненную маслом (например, веретенным) от нижней (подпоршневой), сообщающейся посредством каналов клапанной коробки 30 со скважиной.

Преобразователь работает следующим образом. В исходном положении при подаче рабочего агента (морская вода) в гидродвигатель, шток 9 с винтом 16 начнут

двигаться вверх. Винт 16, взаимодействуя с правой 18 и левой 19 гайками, вызовет их подъем, при этом правая гайка войдет в зацепление с верхней полумуфтой 17 и передаст вращение на шпindel 21, а левая гайка 19 выйдет из зацепления с нижней полумуфтой 20 и свободно вращается. Реактивный крутящий момент через палец 15 с роликами 23 воспринимается пазами корпуса 34.

В это же время промывочная жидкость с забоя через всасывающий клапан 29 поступит под поршень 25, который перемещается вверх благодаря давлению столба жидкости в скважине и силе сжатой пружины 26.

После реверса поршня гидродвигателя, в крайнем верхнем положении, шток 9 с винтом 16 начнут двигаться вниз. При этом правая гайка 18 выйдет из зацепления с верхней зубчатой полумуфтой, а левая гайка 19 войдет в зацепление с нижней зубчатой полумуфтой и передаст вращение вправо на шпindel 21. Одновременно с этим, промывочная жидкость из внутренней полости шпинделя будет вытесняться поршнем, который перемещается за счет давления масла в преобразователе, создаваемого штоком гидродвигателя, через нагнетательный клапан 28, кольцевой зазор между внутренней 32 и наружной 31 трубами колонкового снаряда в скважину. После реверса в нижней точке цикл повторяется.

Утечки жидкостей (рабочего агента и масла) из полости гидродвигателя и преобразователя собираются в кольцевой канавке узла уплотнения и через радиальные отверстия 22 поступают во внешнюю среду.

При необходимости обеспечения прерывистого вращения (левого или правого) в винтовой паре преобразователя оставляется соответствующая гайка, а другая убирается и, вместо нее ставится пружина. В этом случае винт, двигаясь вверх (вниз) взаимодействует с гайкой, которая передает вращение на шпindel, а при обратном движении гайка выходит из зацепления и шпindel остается неподвижным.

Для создания реверсивно-вращательного движения выходного вала убирается любая из гаек, и вместо нее ставится стакан с таким расчетом, чтобы обеспечить постоянное замыкание гайки и полумуфты. Тогда при движении штока вверх и вниз, шпindel будет вращаться соответственно вправо и влево.

Предложенная схема явилась базовой при разработке на кафедре технологии и техники геологоразведочных работ ДонНТУ гидробура, для вращательного бурения подводных геологоразведочных скважин диаметром 112–132 мм.

Отсутствие опыта разработки устройств подобного типа вызвало необходимость проведения предварительных исследований по оценке работоспособности и маневренных свойств гидробура.

Чтобы определить влияние внешней среды на условия настройки и стабильной работы гидробура, исследования велись в диапазоне изменения крутящего момента на шпинделе, соответствующего режиму эффективного разрушения горных пород относящихся к V–VII категориям по буримости.

Расход жидкости (Q), крутящий момент (M) и давление в гидросистеме (P) регистрировались тензометрическими датчиками и, определялись по периодическим записям на фотопленке осциллографа (рис.3). Полученные осциллограммы являлись также исходным материалом для определения частоты вращения шпинделя (n).

Фрагмент численной обработки и сравнения фактических (более жирная линия) и расчетных характеристик гидробура приведен на рис. 4.

Опытные данные, прежде всего по количественной величине параметров (n) и (M) показали вполне приемлемое их соответствие необходимым режимным параметрам вращательного разрушения горных пород в исследуемом диапазоне катего-

рий буримости. При этом момент «опрокидывания» ($M_{опр}$) гидродвигателя ГБ зафиксирован на участке запредельного, для рассматриваемых пород, необходимого крутящего момента при их соотношении $M_{опр} = (1.35 - 1.5)M$ (рис.3).

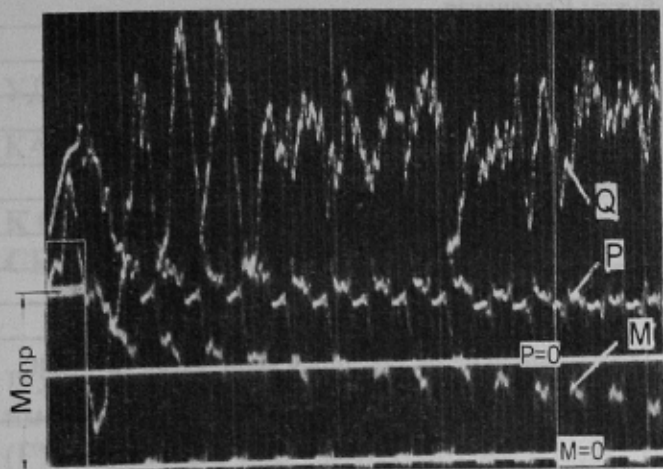


Рис.3. Циклограмма работы гидробура

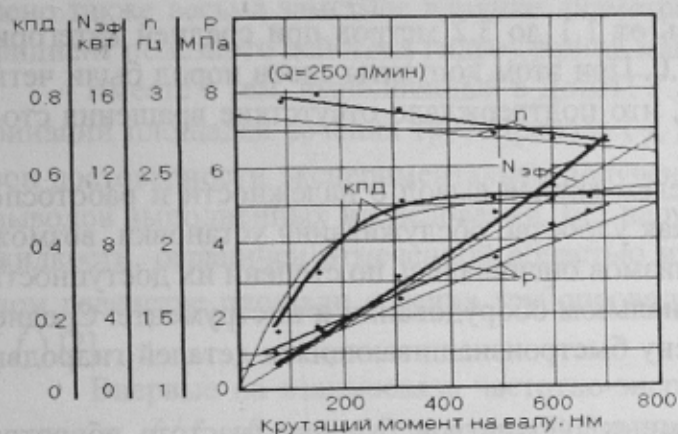


Рис.4. Рабочая характеристика гидробура

Рабочий агент (морская вода) подается по нагнетательному шлангу 6 к гидродвигателю 1 буровым насосом, размещенным на плавсредстве. Вращение от гидравлического механизма передается на колонковый набор 2, при этом реактивный крутящий момент через каретку 4 передается направляющим 3 и далее через опорную раму 5 на опорные лапы 8. После углубки на заданную величину подача рабочего агента прекращается и с помощью каната 7 установка поднимается к борту судна для извлечения керна и подготовки установки к новой точке бурения.

В процессе производственного эксперимента колонковый набор бурового снаряда ПГВУ-150 комплектовался твердосплавной коронкой М5-132 с пружинным кернорвателем, керноприемной (внутренней) трубой диаметром 108 мм и наружной колонковой трубой диаметром 127 мм.

В целом опытная проверка разработанного поршневого гидродвигателя подтвердила работоспособность механизма, достаточный крутящий момент, легкость запуска и регулировки числа оборотов. Полученные эксплуатационно-технические сведения явились основанием для проведения предварительных производственных испытаний гидробура на шельфе морей Дальнего Востока в составе легкой гидровращательной установки ПГВУ-150.

Общая схема ПГВУ-150, показан на рис.5. Она выполнена в виде треугольной опорной рамы с центральным отверстием для пропуска бурового снаряда. По диаметральной оси отверстия жестко закреплены направляющие швеллера 3, по внутренней поверхности которых перемещается каретка 4 с закрепленным в ней гидробуром 1. Установка связана с плавсредством канатом 7 и нагнетательным шлангом 6.

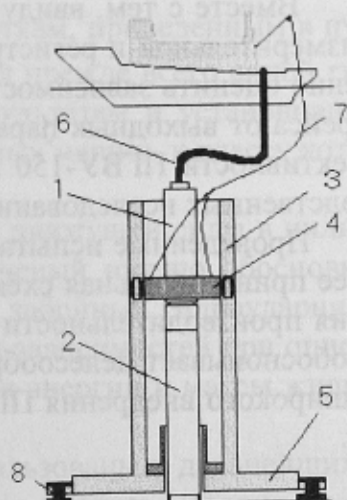


Рис. 5. Схема погружной гидровращательной установки ПГВУ-150

Таблица. Результаты предварительных испытаний установки ПГВУ-150

К-во скважин	Глубина, м		Средняя <i>КГП</i>	$V_{\text{мех}}$, м/час	T , ст-смен	ВК, %
	моря	скв.				
Площадка бухты Каменская						
5	32	3.2	4.8	12.6	0.643	91.5
5	24.6	2.7	5.2	9.7	0.56	95.0
4	16.5	1.6	6.6	5.4	0.88	93.5
3	9.1	1.1	7.0	3.8	0.64	96.0
Площадка бухты Казаченская						
4	24.8	1.4	5.6	4.7	0.820	90.0
3	18.2	1.3	6.2	4.0	0.893	90.5
3	14.6	1.2	6.4	3.6	0.610	92.0
2	8.1	1.2	6.9	3.3	0.365	94.6

$V_{\text{мех}}$ — механическая скорость бурения; T — затраты времени на указанное количество скважин;
ВК — выход керна

Некоторые обобщенные результаты проведенных работ с экспериментальным образцом установки выполнен с бурового НИС «Геофизик» в Юго-Восточной части залива Анива (таблица).

Глубина внедрения колебалась от 1.1 до 3.2 метров при средней категории пород по буримости (КПБ) — 4.8...7.0. При этом контакты слоев пород были четко выражены, при острых сколах керна, что подтверждало отсутствие вращения столбика керна внутри колонковой трубы.

Важным техническим показателем явился вывод о надежности и работоспособности ПГВУ-150. Такие данные, как удобство обслуживания установки, возможность разборки, сборки узлов и механизмов оценивались по степени их доступности, легкости замены, потребности в специальном оборудовании и инструменте. Среднее время на ревизионный осмотр и замену быстроизнашивающихся деталей гидродвигателя не превышало 20 минут.

Необходимый диапазон режимных параметров бурения (частота оборотов, крутящий момент на валу) легко и оперативно достигался изменением расхода жидкости с помощью дросселя, установленного в нагнетательной линии трубопровода.

Вместе с тем, ввиду малого объема работ и ограниченного набора контрольно-измерительной и регистрирующей аппаратуры не удалось в полной мере количественно оценить зависимости механической скорости бурения и рациональной длины рейса от выходных параметров гидробура. Однако общая положительная оценка эффективности ПГВУ-150 в достаточной степени подтверждена результатами производственных исследований.

Проведенные испытания опытного образца установки свидетельствуют о том, что ее принципиальная схема является надежной и весьма перспективной для повышения производительности и экономичности геологоразведочных работ на шельфе, что обосновывает целесообразность дальнейших более детальных разработок и более широкого внедрения ПГВУ в практику однорейсового бурения подводных скважин.

Библиографический список

1. Неудачин Г.И., Подкидышев А.П., Бажутин А.Н. Вопросы разработки и применения погружных насосов для промывки буровых скважин и откачки воды // Совершенствование техники и технологии разведочного колонкового бурения. — М.: Недра, 1968. — С. 68–122.

2. **Пилипец В.И.** Насосы для подъема жидкости. Учебное пособие. РИА ДонГТУ. — Донецк, 2000. — 247 с.

3. А.с. №788770 СССР, МКИ E21в 49/02. Гидробур / Неудачин Г.И., Зыбинский П.В.

© Зыбинский П.В., Калининченко О.И., 2002

УДК 622.243.075.8

КАЛИНИЧЕНКО О.И. (ДонНТУ)

К ОЦЕНКЕ ВЛИЯНИЯ СООТНОШЕНИЯ РАБОЧЕЙ ПЛОЩАДИ ПОРШНЯ И СЕЧЕНИЯ ТРУБОПРОВОДА НА ПАРАМЕТРЫ ГИДРОУДАРНЫХ МАШИН

В работах [1, 6] описаны опыты, подтверждающие, что сечение подводящего трубопровода в интервале изменения диаметра трубопровода — от 33,5 до 63,5 мм имеет большое значение для запуска и устойчивой работы забойных гидроударников (ГУ), особенно при малом расходе жидкости. Причем, при одинаковом расходе жидкости более высокие энергетические показатели ГУ при некотором снижении частоты ударов имеют место при использовании труб большего сечения. Авторами отмечено также весьма заметное влияние диаметра подводящего трубопровода на коэффициент полезного действия гидроударной машины.

Вместе с тем, выполненный в ДонНТУ анализ взаимосвязи приведенных комбинаций площадей сечения трубопровода (f_r) и параметров ГУ показал, что диапазон достоверности экспериментально полученных качественных и количественных выводов выполненных исследований, без нарушения условия неразрывности потока жидкости, ограничен отмеченной областью изменения f_r и возможен при примерном равенстве площади сечения трубопровода и рабочей поверхности поршня ГУ (f) [2].

Впервые на взаимосвязь частотно-энергетических характеристик ГУ и соотношения f/f_r обращено внимание В.Ясовым в работе [7]. Автор делает попытку объяснить изменение характеристик ГУ снижением коэффициента утечек при уменьшении f_r и возрастанием затухания гидроударной волны при увеличении f/f_r . Этот вывод соответствует теоретическим разработкам, приведенным в публикациях [7], где перемещение поршня ГУ предполагается прежде всего силой гидроударного давления, но противоречит фактическим результатам и установившимся представлениям о протекании рабочего процесса объемных машин, к классу которых относятся гидроударники.

Несостоятельность такой интерпретации главной движущей силы в цилиндре ГУ впервые показана в работах Г.И.Неудачина [4]. Ученый научно обосновывает единый подход к построению математических моделей забойных гидроударников в виде основных положений для составления уравнений и зависимостей при описании рабочего цикла ГУ, вытекающих из условий сохранения энергии и массы жидкости [3].

Предложенные Г.И. Неудачиным принципы использованы в дальнейших разработках методик расчета гидроударных машин. Они же явились методической основой анализа физической природы процессов, происходящих во время работы машины и составления баланса сил, действующих на поршень-боек при работе ГУ.

Ниже приводится последовательность расчета времени рабочего хода поршня гидроударной машины двойного действия, которое является базовой величиной для