

УДК 622.24.85

П. В. Зыбинский, канд. техн. наук¹; **А. А. Каракозов**, канд. техн. наук²;
О. И. Калиниченко, докт. техн. наук

¹ЗАО «Компания „Юговостокгаз”, г. Донецк, Украина

²Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина

УЧЁТ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНСТРУКЦИИ И ПРОТЕКАНИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРОБУРА ПОГРУЖНОЙ ГИДРОВРАЩАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

As a result of the executed analytical researches it is established, that for normal work of a hydrodrill plunger, duration of phases at rearrangement of valves should not exceed 30 % from time of braking of a pipe.

При однорейсовом бурении геологоразведочных скважин на шельфе широко используются лёгкие технические средства. Для вращательного бурения в породах до VII категории по буримости разработаны погружные установки вращательного бурения типа ПГВУ-150, основным элементом которых является гидровращательный буровой снаряд – гидробур.

П. В. Зыбинским в соавторстве с Г. И. Неудачиным разработан гидробур [1, 2], который включал две секции: поршневой гидродвигатель и винтовой преобразователь. Преобразователь выполнен в виде винтовой пары и помещен в масляную камеру, давление масла в которой обеспечивается подпружиненным лубрикатором. Для создания обратной промывки в колонковой трубе используется насосный блок. В качестве вытеснителя насосного блока использован поршень лубрикатора, имеющий гидравлическую связь с поршнем гидродвигателя (рис. 1). Преобразователь отделен от гидродвигателя узлом уплотнения, имеющего кольцевую проточку с радиальными отверстиями 2 для отвода утечек жидкости и гидравлической защиты преобразователя.

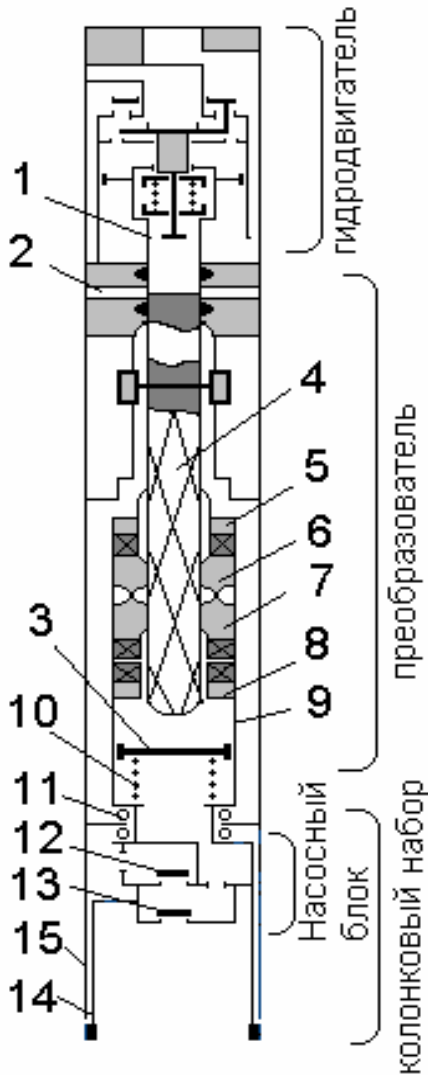


Рис. 1. Схема гидробура с универсальным винтовым преобразователем

вверх под действием силы сжатой пружины 10 и давления жидкости в скважине.

После реверса поршня гидродвигателя шток 1 с винтом 4 начнут двигаться вниз. При этом правая гайка 6 выйдет из зацепления с верхней зубчатой полумуфтой 5, а левая гайка 7 войдет в зацепление с нижней зубчатой полумуфтой 8 и передаст вращение вправо на шпиндель 9. Одновременно поршень лубрикатора 3 перемещается вниз за счет давления масла в преобразователе, создаваемого штоком 1 гидродвигателя, и вытесняет жидкость в скважину через нагнетательный клапан 12 и кольцевой зазор между трубами 14 и 15 колонкового набора. После реверса поршня гидродвигателя в нижней точке цикл работы механизма повторяется.

Реальная конструкция винтовой пары поршневого гидробура приведена на рис.2.

Шток 1 гидродвигателя жестко связан с винтом 4, имеющим левую и правую нарезки, взаимодействующими с правой 6 и левой 7 гайками. Гайки свободно установлены в шпинделе 9 с жестко закрепленными зубчатыми полумуфтами – верхней 5 и нижней 8. Шпиндель установлен в подшипниковом узле 11 и, нижней частью связан с насосным блоком, имеющим нагнетательный 12 и всасывающий 13 клапаны. В полости преобразователя установлен поршень лубрикатора 3, отделяющий верхнюю часть полости, заполненную маслом, от нижней, сообщающейся с колонковой трубой и со скважиной.

Преобразователь работает следующим образом. При подаче морской воды в гидродвигатель шток 1 с винтом 4 начнут двигаться вверх. Винт 4, взаимодействуя с правой 6 и левой 7 гайками, вызовет их подъем, при этом правая гайка войдет в зацепление с верхней полумуфтой 5 и передаст вращение на шпиндель 9, а левая гайка 7 выходит из зацепления с нижней полумуфтой 8 и свободно вращается. Реактивный крутящий момент на поршне воспринимается специальным пальцем, связанным с корпусом. Одновременно жидкость с забоя через всасывающий клапан 13 поступит под поршень лубрикатора 3, который перемещается



Рис. 2. Винтовая пара поршневого гидробура.

Рабочий цикл поршневой группы гидродвигателя гидробура состоит из нескольких фаз. С точки зрения взаимодействия элементов гидробура эти фазы практически одинаковы для каждого полуцикла. Ниже приведены схемы, соответствующие полуциклам рабочего процесса гидробура: ход вниз (рис. 3) и ход вверх (рис. 4).

Конструктивной особенностью гидробура является верхнее исходное положение элементов гидродвигателя, обеспечивающееся давлением жидкости в лубрикаторе за счет усилия, развиваемого пружиной.

Ход вниз. Фаза 1. Разгон и перемещение системы «поршень–винт» на пути S_1 под действием давления рабочей жидкости с формированием крутящего момента на шпинделе. Длительность фазы – t_1 . Фаза заканчивается моментом начала сжатия клапанной пружины.

Фаза 2. Торможение системы «поршень–винт» на пути S_2 под действием клапанной пружины. Длительность фазы – t_2 . Фаза заканчивается началом перестановки клапанов.

Фаза 3. Перестановка клапанов и остановка системы «поршень–винт» в точке реверса в конце пути $S_1 + S_2$. Длительность фазы – t_3 . Фаза заканчивается началом движения поршня вверх (следующий полуцикл).

Ход вверх. Фаза 1. Разгон системы «поршень–винт» на пути S_1 под действием давления рабочей жидкости и усилия сжатой пружины лубрикатора с формированием крутящего момента на шпинделе. Длительность фазы – t'_1 . Фаза заканчивается моментом начала сжатия клапанной пружины.

Фаза 2. Торможение системы «поршень–винт» на пути S_2 под действием клапанной пружины. Длительность фазы – t'_2 . Фаза заканчивается началом перестановки клапанов.

Фаза 3. Перестановка клапанов и остановка системы «поршень–винт» в точке реверса в конце пути $S_1 + S_2$. Длительность фазы – t'_3 . Фаза заканчивается началом движения поршня вниз.

Методика расчёта параметров гидробура достаточно подробно была разработана П. В. Зыбинским [3, 4]. Однако результаты экспериментальных работ и испытаний натуральных образцов показали, что при проектировании гидробура нужен дополнитель-

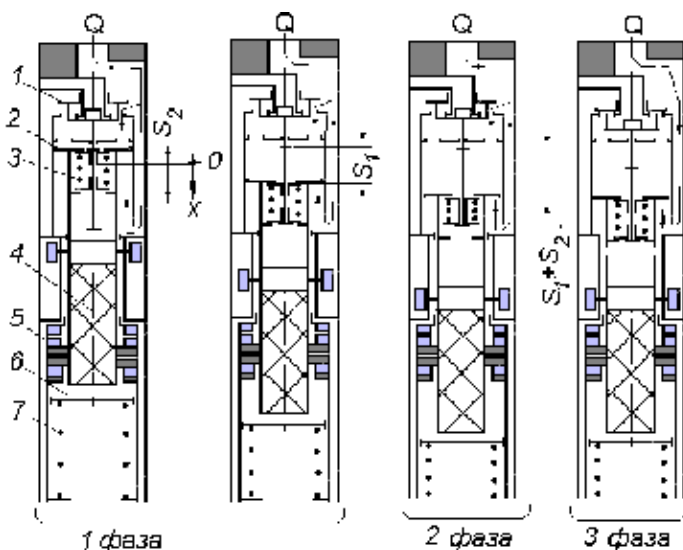


Рис. 3. Схема системы гидродвигатель – преобразователь гидробура (полуцикл при ходе поршня вниз): 1 – клапанный блок; 2 – поршень гидродвигателя; 3 – клапанная пружина; 4 – винт; 5 – шпиндель; 6 – поршень лубрикатора; 7 – пружина лубрикатора

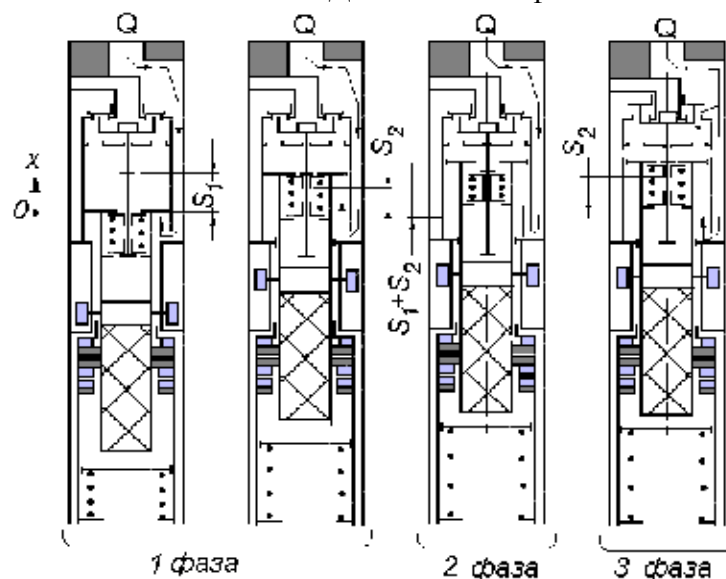


Рис. 4. Схема системы гидродвигатель – преобразователь гидробура (полуцикл при ходе поршня вверх).

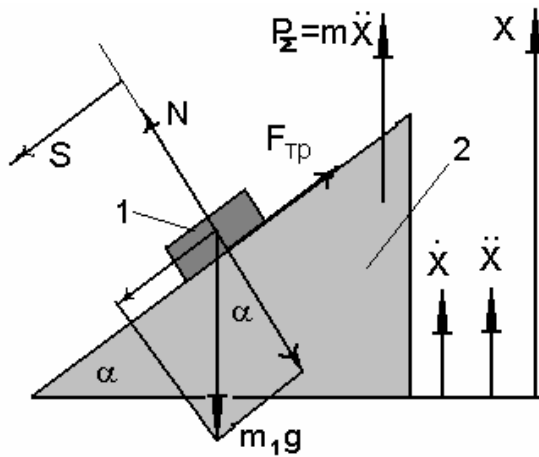


Рис. 5. Расчётная схема системы «винт-гайка»: 1 – гайка; 2 – винт.

ный учёт особенностей его конструкции и протекания рабочего цикла.

Во-первых, особенностью рассматриваемой винтовой пары преобразователя является условие синхронного выхода и удержания одной из гаек в свободном положении (без зацепления с винтом) и зацепления с винтом другой гайки. Поскольку пара «винт-гайка» снабжена несамотормозящейся резьбой, то при разгоне поршня гидродвигателя вверх это условие может не выполняться – зацепления гайки с винтом не произойдёт, что приведёт к отказу гидробура.

Во-вторых, при проектировании гидробура и разработке технологии бурения следует учитывать такую особенность

рабочего цикла, что на фазах перестановки клапанов колонковая труба вращается по инерции и при чрезмерной осевой нагрузке может значительно затормозиться или совсем остановиться. Это может привести к неустойчивой работе гидробура.

Для решения задачи о движении гайки при подъеме винта можно воспользоваться уравнениями, полученными при рассмотрении упрощённой модели. Расчётная схема системы представлена на рис. 5. Гайка представлена ползуном 1, перемещающимся по наклонной плоскости резьбы винта 2.

Система имеет две степени свободы – перемещение гайки относительно винта и движение самого винта. В качестве обобщённых координат выбрана координата X винта и координата S относительного движения гайки.

Пренебрегаем вращательным движением гайки при её скольжении по поверхности винта из-за большого шага винтовой линии и малого времени рассматриваемого процесса движения гайки до сцепления с зубчатой муфтой. Также считаем, что движение винта и гайки равноускоренное, что справедливо для начала фазы разгона винта.

Тогда для нормальной работы механизма достаточно, чтобы выполнялось условие:

$$(\ddot{X} - \ddot{S} \sin a) t_c^2 / 2 = S_z, \quad (1)$$

где $\ddot{X} = \frac{d^2 x}{dt^2}$ – ускорение винта на фазе разгона;

$\ddot{S} = \frac{d^2 S}{dt^2}$ – ускорение гайки при движении относительно винта;

t – текущее время;

t_c – время сцепления гайки с зубчатой муфтой;

a – угол подъема винтовой линии;

S_z – зазор между гайкой и зубчатой муфтой в исходном положении.

Учтя значения сил N и $F_{тр}$, обуславливающих величину \ddot{S} , получаем

$$(\ddot{X} - m_1 g (\sin^2 a - f \cos a \sin a)) t_c^2 / 2 = S_z \quad (2)$$

где m_1 – масса гайки,

f – коэффициент трения гайки о винт.

Полученное соотношение (2) дает возможность определить область гарантированного соединения верхней гайки и зубчатой муфты при ходе винта вверх. При проектировании гидробура следует производить подбор его параметров таким образом, чтобы выполнялось условие (2).

Для определения условия, ограничивающего продолжительность фаз t_3 и t'_3 , рассмотрим процесс торможения колонковой трубы при перестановке клапанов. Считая торможение равнозамедленным, можно записать:

$$Ie = M, \quad (3)$$

где I – момент инерции колонковой трубы;

e – угловое ускорение;

M – тормозной момент от взаимодействия колонковой трубы с забоем.

Используя данные С.С. Сулакшина [5], можно записать:

$$M = 0,5yGD, \quad (4)$$

где y – коэффициент, учитывающий взаимодействие коронки с забоем;

G – осевая нагрузка на забой;

D – средний диаметр коронки.

Тогда угловое ускорение трубы при торможении

$$e = M / I = 0,5yGD / I, \quad (5)$$

Следовательно, время торможения трубы составит

$$t = \frac{pn}{30e} = \frac{pnI}{15yGD}, \quad (6)$$

Таким образом, если продолжительность фаз t_3 и t'_3 превышает значение, полученное по формуле (6), то колонковая труба затормозится в течение этих фаз. Для нормальной работы гидробура нужно, чтобы продолжительность каждой фазы t_3 или t'_3 составляла не более 10–30 % от значения, полученного по формуле (6).

Полученные соотношения (2) и (6), отражающие учёт особенностей конструкции и протекания рабочего цикла гидробура, должны приниматься в расчёт при его проектировании.

Выводы

В результате выполненных аналитических исследований установлено, что для нормальной работы поршневого гидробура продолжительность фаз при перестановке клапанов не должна превышать 30 % от времени торможения трубы.

Литература

1. Результаты разработки и внедрения погружной гидровращательной установки для отбора донных проб в крепких породах / Неудачин Г. И., Зыбинский П. В., Коломоец А. В. и др. // Труды IV всесоюзной конф. «МИРОВОЙ ОКЕАН» – Владивосток, 1983. – С. 84–85.
2. Зыбинский П. В., Калиниченко О. И. Новый поршневой гидробур для однорейсовой проходки подводных скважин. // Зб. наук. праць ДонДТУ. Сер. гірничо-геологічна. – Донецьк (ДонДТУ), 2002. – № 54. – С. 80–85.
3. Зыбинский П. В., Калиниченко О. И. Методика инженерного расчета параметров проботорборников с гидровращательным приводом. // Зб. наук. праць ДонНТУ: Серія гірничо-геологічна. – № 63. – Донецьк: ДонНТУ, 2003. – С. 67–73
4. Зыбинский П. В. Обоснование параметров погружного гидровращательного бурового снаряда для однорейсового бурения скважин на морских акваториях: Автореферат дисс. канд. техн. наук. – Днепрпетровск: НГУ, 2005. – 18 с.
5. Сулакшин С. С. Разрушение горных пород. – Томск: ТПИ, 1994. – 100 с.

Поступила 02.07.07.