

УДК 622.24.085

А. А. Каракозов, канд. техн. наук, А. Н. Рязанов, канд. техн. наук,  
С. Н. Парфенюк

*ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет», Донецк, Украина*

## Методика расчета параметров гидродвигателя забивного пробоотборника для опробования грунтов при бурении геотехнических скважин на шельфе

Показана необходимость уточнения методики расчета параметров гидродвигателя забивного пробоотборника для опробования грунтов при бурении геотехнических скважин на шельфе. В модифицированной конструкции забивного пробоотборника для повышения энергии ударов использована силовая пружина, влияние которой на работу гидродвигателя учтено в рассматриваемой методике. С использованием полученных соотношений был определен диапазон изменения хода поршня гидродвигателя для разных типоразмеров забивного пробоотборника, позволяющий обеспечивать частоту ударов, необходимую для обеспечения высокой механической скорости бурения.

Ключевые слова: инженерно-геологические изыскания на шельфе, бурение геотехнических скважин, забивной пробоотборник, отбор проб грунтов, гидродвигатель.

Развитие топливно-энергетического комплекса Украины предусматривает увеличение объемов добычи нефти и газа на шельфе Черного и Азовского морей. Все это предполагает проведение широкомасштабных работ по бурению глубоких разведочно-эксплуатационных скважин, добыче и транспортировке углеводородов. В связи с этим возникла весьма сложная проблема инженерно-геологического изучения морского дна для получения прочностных характеристик грунтов, слагающих основание для специальных морских сооружений. Для ее решения требуются большие объемы инженерно-геологических изысканий, в том числе, и работы, связанные с бурением геотехнических скважин глубиной до 100 м.

Обширные исследования, проведенные в Донецком национальном техническом университете (ДонНТУ), и накопленный опыт буровых работ на шельфе показали, что реальным направлением повышения производительности бурения инженерно-геологических скважин является использование гидроударных буровых снарядов (ГБС) [1]. Они очень хорошо зарекомендовали себя при бурении на шельфе скважин глубиной до 50 м в составе установок типа УМБ-130. Поэтому на их основе была разработана технология поинтервального бурения скважин в породах песчано-глинистого комплекса с самоподъемных буровых установок (СПБУ), реализованная на объектах работ ГАО «Черноморнефтегаз», и проведена оценка ее эффективности [2–7].

Несмотря на успешную апробацию этой технологии в производственных условиях, полученные результаты показали, что при бурении в плотных глинах и песках механическая скорость существенно снижается даже при использовании рациональной компоновки низа бурильной колонны [6, 7]. Таким образом, энергетические параметры использованных буровых снарядов ПБС-110 в этих условиях не позволяют обеспечить быстрый отбор пробы.

Задача повышения механической скорости бурения глубоких геотехнических скважин может решаться двумя путями: за счет дальнейшего совершенствования ГБС и за счет использования забивных пробоотборников с повышенной энергией удара. Второй путь является весьма перспективным, однако требует изменения конструктивной схемы забивного пробоотборника.

Забивные пробоотборники с гидравлическим приводом, используемые при бурении скважин по технологии «Wire Line» [8] могут быть модернизированы для использования в комплекте с гидроударными снарядами за счет включения в их состав пусковых узлов, позволяющих осуществлять размыв скважины и очистку забоя от обрушившихся пород [9, 10].

Подобные устройства имеют более рациональную ударную систему по сравнению с ПБС-

110 с точки зрения соотношения масс соударяющихся элементов, кроме того они обеспечивают постоянный контакт колонкового набора с забоем при отборе пробы. Однако частота ударов, реализуемых забивным пробоотборником, невелика (обычно 1-2 Гц) при сравнимой с ГЭС энергии ударов. Поэтому они используются только в тех случаях, когда заказчиком работ регламентируется низкочастотный режим ударного погружения колонкового набора в грунт. В то же время резко повысить энергию ударов несложно – достаточно установить над бойком силовую пружину, которая при его подъеме будет накапливать энергию, реализуемую затем для разгона бойка перед ударом по колонковой трубе [11]. Это также даст возможность повысить частоту ударов за счет уменьшения хода бойка. Таким образом, если обеспечить скорость бойка в пределах 4-5 м/с, то энергия удара будет примерно в 6-8 раз больше чем у гидроударного бурового снаряда, что может дать забивному пробоотборнику преимущества при отборе проб в плотных песчано-глинистых отложениях.

Некоторые результаты расчетов [9], оформленные в виде графиков изменения механической скорости бурения в зависимости от сопротивления забоя, приведены на рис. 1.

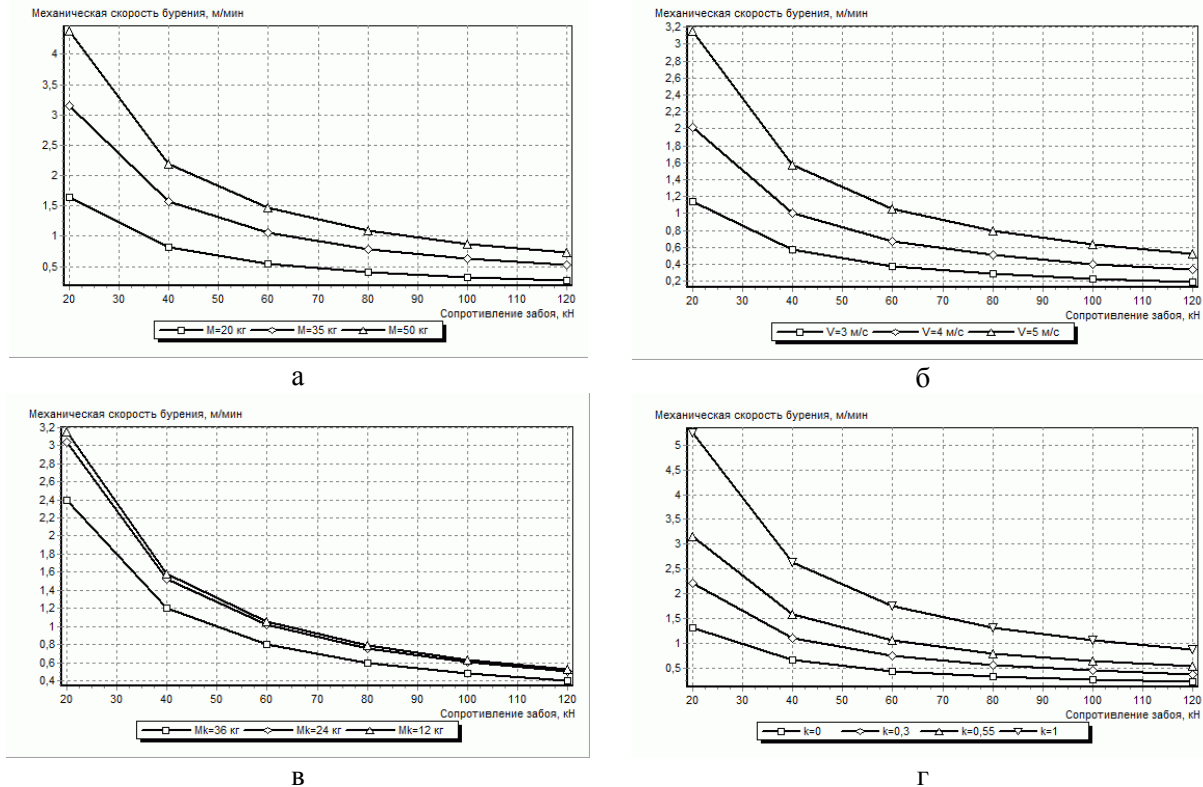


Рис. 1. Графики зависимости механической скорости бурения от величины сопротивления забоя внедрению при варьировании: а – массы бойка (скорость соударения 5 м/с); б – скорости соударения бойка с наковальной (масса бойка 35 кг); в – массы колонкового набора (масса бойка 35 кг, скорость соударения 5 м/с); г – коэффициента восстановления скорости при ударе (масса бойка 35 кг, скорость соударения 5 м/с).

Анализ этих результатов показал, что забивной пробоотборник при прочих равных условиях может обеспечивать значительно лучшие показатели по сравнению с прототипом ПБС-110 [6, 7], особенно при отборе проб в твердых грунтах, несмотря на то, что частота ударов забивного пробоотборника в среднем в четыре-пять раз меньше чем в снаряде ПБС-110.

Расчеты показывают, что при равных массах бойка (35 кг) забивной пробоотборник в твердых грунтах может обеспечивать в 2-3 раза большую механическую скорость бурения по сравнению с используемым в настоящее время снарядом ПБС-110. Для этого скорость бойка должна быть в пределах 4-5 м/с. При скорости бойка 3 м/с расчетные данные показывают более скромный прирост механической скорости бурения (не более 20-25%) по сравнению с прототипом.

Таким образом, анализ полученных результатов дает нам основание утверждать о перспективности использования забивного пробоотборника с гидравлическим приводом при реализации технологии поинтервального бурения глубоких геотехнических скважин.

Рабочий цикл забивного пробоотборника с гидравлическим приводом состоит из совместного хода вверх поршня и связанных с ним штока, захватов и бойка ударного узла и отдельного хода вниз поршневой группы и падающего бойка [8].

В усовершенствованной модификации забивного пробоотборника для повышения энергии удара бойка по наковальне используется силовая пружина, накапливающая энергию при подъеме бойка над наковальней и разгоняющая боек на его ходе вниз для нанесения удара после его отсоединения от поршневой группы. Поскольку силовая пружина оказывает существенное влияние на протекание рабочего цикла забивного пробоотборника, то требуется уточнение известной методики расчета [8, 12] работы поршневого гидродвигателя, используемого для перемещения бойка.

В забивном пробоотборнике используется гидродвигатель (ГД) дифференциального действия с двухклапанным распределением рабочей жидкости [8, 12, 13]. Он является неуравновешенным механизмом, с неравным рабочим давлением на ходе поршневой группы вверх и вниз вследствие неравномерного нагружения. Как и в исходной методике пренебрегаем действием клапанной пружины, поскольку ее малая жесткость практически не оказывает влияния на протекание рабочего цикла. При этом также остается разделение анализируемого рабочего цикла на четыре фазы, составляющие два полуцикла (ход поршневой группы вверх и вниз):

1. Рабочий ход поршня и связанных с ним элементов под действием давления жидкости вверх (длительность фазы –  $t_1$ ). Отличием этой фазы является сжатие силовой пружины, создающей дополнительное сопротивление движению поршня.
2. Свободный ход поршневой группы вверх при перестановке клапанов из нижнего исходного положения в верхнее положение (длительность –  $t_2$ ).
3. Рабочий ход поршневой группы вниз под действием давления жидкости (длительность –  $t_3$ ).
4. Свободный ход поршневой группы вниз во время перестановки клапанов из верхнего положения в исходное нижнее положение (длительность –  $t_4$ ).

#### Ход поршневой группы вверх

Дифференциальное уравнение движения поршневой группы имеет вид:

$$m\ddot{x} = Pf - z_k(S'_k + x) - P_2f - mg - R, \quad (1)$$

где  $m$  – масса поршневой группы вместе с бойком;  $x$  – ход поршневой группы;  $P$  – давление в цилиндре механизма;  $f$  – площадь поршня при ходе вверх;  $z_k$  – жесткость силовой пружины;  $S'_k$  – предварительное поджатие силовой пружины;  $P_2$  – давление на преодоление гидравлических сопротивлений;  $g$  – ускорение свободного падения;  $R$  – сила механических сопротивлений.

Давление жидкости в цилиндре пробоотборника при ходе вверх

$$P_u = k\mu\rho cf(V_0 - \dot{x})/f_T + P_1 + P_2, \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент разряжения за поршнем при гидроударе;  $\mu$  – коэффициент утечек;  $\rho$  – плотность жидкости;  $c$  – скорость распространения гидроударной волны;  $V_0$  – скорость жидкости в цилиндре,  $V_0 = Q/f$ ;  $P_1$  – постоянная составляющая давления жидкости.

Тогда из уравнения (1) получим

$$m\ddot{x} = k\mu\rho cf^2(V_0 - \dot{x})/f_T + P_1f - z_k(S'_k + x) - mg - R \quad (3)$$

После преобразований уравнение (6.3) приводится к виду:

$$\ddot{x} + A\dot{x} + Bx - C = 0, \quad (4)$$

где  $A = k\mu\rho cf^2/(mf_T)$ ;  $B = z_k/m$ ;  $C = (P_1f + k\mu\rho cf^2V_0/f_T - z_kS'_k - mg)/m$ .

Вид решения дифференциального уравнения (4) определяется соотношением величин  $A$  и  $B$ . Здесь мы рассмотрим только два варианта  $(A/2)^2 < B$  и  $(A/2)^2 > B$ , имеющих практический интерес, причем первый вариант встречается чаще всего при анализе реальных конструкций с жесткими силовыми пружинами (он соответствует комплексным корням характеристического уравнения).

С учетом начальных условий (перемещение и скорость бойка равны нулю) и в одном, и в другом случае решение дифференциального уравнения (4) имеет вид, аналогичный известному решению для гидроударника одинарного действия с прямым активным ходом бойка [14, 15].

Вариант 1 –  $(A/2)^2 < B$ .

$$x = \frac{C}{B} \left[ 1 - e^{-At/2} \left( \frac{A}{2\varphi} \sin \varphi t + \cos \varphi t \right) \right], \quad \dot{x} = \frac{C}{\varphi} e^{-At/2} \sin \varphi t, \quad (5)$$

где  $\varphi = \sqrt{B - (A/2)^2}$ .

При этом безразмерный параметр  $Y = x / \dot{x}$  примет вид:

$$Y = \frac{\varphi}{B} \left( \frac{e^{At/2} - \cos \varphi t}{\sin \varphi t} - \frac{A}{2\varphi} \right). \quad (6)$$

Вариант 2 –  $(A/2)^2 > B$ .

$$x = \frac{C}{B(r_1 - r_2)} [r_2(e^{r_1 t} - 1) - r_1(e^{r_2 t} - 1)], \quad (7)$$

где  $r_{1,2} = -A/2 \pm \sqrt{(A/2)^2 - B}$ .

При этом безразмерный параметр  $Y = x / \dot{x}$  примет вид:

$$Y = \frac{r_2(e^{r_1 t} - 1) - r_1(e^{r_2 t} - 1)}{B(e^{r_1 t} - e^{r_2 t})} \quad (8)$$

Для определения параметров гидродвигателя необходимо знать значение времени  $t_l$  конца рабочего хода поршня вверх  $S$ . Оно является неизвестной величиной, которую можно определить из уравнения баланса объемов жидкости, проходящих через механизм на полуцикле:

$$QT_1 = q_1 + q_2, \quad (9)$$

где  $T_1$  – длительность полуцикла движения вверх;  $q_1$  и  $q_2$  – объемы жидкости, проходящие через механизм на первой и второй фазах рабочего цикла.

Учитывая данные ранее проведенных исследований [12, 15], имеем:

$$Q(t_1 + t_2) = (S + S_2)f / \mu + \Delta V f t_k$$

или

$$Q(t_1 + t_2) = S_n f / \mu + \Delta V f t_k, \quad (10)$$

где  $S$ ,  $S_2$  – рабочий и свободный ход поршня вверх;  $S_n$  – полный ход поршня;  $t_k$  – время перестановки клапанов (в первом приближении считаем  $t_k = t_2$ );  $\Delta V$  – приращение скорости жидкости после открытия впускного клапана [15]:

$$\Delta V = \frac{k\rho c \mu (V_0 - V) f / f_T + P_1}{f_0 \rho c (1 + f / f_T)} f, \quad (11)$$

где  $V$  – скорость поршня в конце рабочего хода  $S$ ;  $f_0$  – площадь проходного сечения клапана.

Величина давления  $P_1$  может быть определена из баланса работы жидкости в цилиндре [15]:

$$P_1 = \frac{mV^2/2 + S[z_k(S'_k + S/2)] + RS}{QT_1} \quad (12)$$

Время перестановки клапанов  $t_k$  сначала не может быть точно определено без решения дополнительной задачи о движении клапанной группы, поэтому в первом приближении оно может

быть рассчитано по упрощенной формуле (13) по аналогии с гидроударниками [15], при расчете которых считают это время равным времени движения поршня на свободном ходе.

$$t_k = t_2 = \frac{YS_2}{k_2 S}, \quad (13)$$

где  $k_2=0,89 \div 0,96$  – коэффициент потерь скорости бойка на свободном ходе.

Следует отметить, что для данного вида устройств нет практической необходимости в уточнении времени перестановки клапанов, поскольку свободный ход поршня составляет около 2% от полного хода, поэтому погрешность при использовании приближенной формулы (13) будет невелика.

Уравнение (10) решается относительно  $t_1$  одним из приближенных методов. После определения  $t_1$  находят скорость бойка перед перестановкой клапанов  $V=S/Y$ . Затем определяется длительность полуцикла  $T_1=t_1+t_2$ .

#### Ход поршня вниз

Описание полуцикла не отличается от исходной методики.

Дифференциальное уравнение движения бойка имеет вид:

$$m_n \ddot{x} = P_d f_n + m_n g - P_2 f_n - R, \quad (14)$$

где  $m_n$  – масса поршневой группы без бойка;  $f_n$  – площадь поршня при ходе вниз.

Подставляя значение давления в цилиндре механизма  $P_d$  (без учета коэффициента разряжения за поршнем, поскольку на фазе разгона жидкость в цилиндре механизма отделена от сливного трубопровода), из уравнения (14) получим:

$$m_n \ddot{x} = \mu \rho c f_n^2 (V_0 - \dot{x}) / f_T + P_{11} f_n + m_n g - R. \quad (15)$$

После преобразований уравнение (6.15) приводится к виду:

$$\ddot{x} + A_1 \dot{x} + D = 0, \quad (16)$$

где  $A_1 = \mu \rho c f_n^2 / (m_n f_T)$ ;  $D = (\mu \rho c f_n^2 V_0 / f_T + P_{11} f_n + m_n g - R) / m_n$ .

Для этого случая имеем только один вид решения:

$$x = \frac{D}{A_1} \left[ t - \frac{1}{A_1} (1 - e^{-A_1 t}) \right]. \quad (17)$$

При этом безразмерный параметр  $Y$  примет вид:

$$Y = \frac{1 - e^{-A_1 t}}{1 - \frac{1}{A_1 t} (1 - e^{-A_1 t})}. \quad (18)$$

Для определения параметров гидродвигателя также необходимо знать значение времени  $t_3$  конца рабочего хода поршня вниз  $S'$ . В данном случае оно также может быть определено из уравнения баланса объемов жидкости:

$$QT_2 = q_3 + q_4, \quad (19)$$

где  $T_2$  – длительность полуцикла;  $q_3$  и  $q_4$  – объемы жидкости, проходящие через механизм на третьей и четвертой фазах.

Тогда можно записать

$$Q(t_3 + t_4) = S_0 f_n / \mu + \Delta V_1 f_n t_{k1}, \quad (20)$$

где  $t_{k1}$  – время перестановки клапанов при ходе вниз;  $\Delta V_1$  – приращение скорости жидкости в механизме после открытия клапана.

$$\Delta V_1 = \frac{k \rho c \mu (V_0 - V_1) f_n / f_T + P_{11} f_n}{f_0 \rho c (1 + f_n / f_T)} f_n, \quad (21)$$

где  $V_1$  – скорость поршня в конце рабочего хода вниз  $S'$ .

Величина давления  $P_{11}$  может быть определена из баланса работы жидкости в цилиндре:

$$P_{11} = \frac{mV_1^2 / 2 + RS' + P_2 f S'}{QT_2}. \quad (22)$$

Время перестановки клапанов  $t_{k1}$  также не может быть точно определено, поэтому в первом приближении оно может быть рассчитано по упрощенной формуле:

$$t_{k1} = t_4 = \frac{YS'_2}{k_2 S'}, \quad (23)$$

где  $S'_2$  – свободный ход поршня при движении вниз.

Уравнение (20) также решается относительно  $t_3$  одним из приближенных методов. После определения  $t_3$  находят скорость поршня перед перестановкой клапанов  $V_1 = S'/Y$ . Затем рассчитывается длительность полуцикла  $T_2$ .

Далее определяется продолжительность цикла  $T = T_1 + T_2$ , частота  $n = 1/T$  и среднее давление за цикл  $P = (P_u T_1 + P_d T_2) / T$ , где  $P_u$  и  $P_d$  – давления при ходе поршня вверх и вниз.

Полученные соотношения дают возможность определить рабочий ход  $S$  поршневой группы ГД, обеспечивающий требуемую частоту ударов забивного пробоотборника не менее 3-4 Гц, необходимых для обеспечения высокой механической скорости отбора проб. Согласно результатам расчета, представленным в табл. 1 и выполненным для различных типоразмеров забивных пробоотборников эта частота ударов обеспечивается ходом поршневой группы, равным 0,1...0,3 м.

При этом жесткость силовой пружины должна быть значительно выше, чем для прототипа – забивного пробоотборника, описанного в работе [11], – 10...30 кН/м.

Вопрос согласования движения поршневой группы гидродвигателя с движением бойка под действием силовой пружины в данной конструкции не стоит так остро, как в прототипе, поскольку скорость бойка при ходе к наковальне нарастает значительно интенсивнее скорости поршневой группы. Поэтому для исключения преждевременного, до нанесения удара по наковальне, взаимодействия захватов поршневой группы с головкой бойка достаточно, чтобы захваты отпускали боек при ходе вверх до начала перестановки клапанов. Это ограничение легко реализуется подбором конструктивных параметров забивного пробоотборника.

Табл. 1 – Расчетные значения периода  $T$  (с) рабочего цикла гидродвигателя забивного пробоотборника (для  $m=45$  кг,  $m_n=10$  кг)

| Расход жидкости, л/мин        | Рабочий ход, м |      |      |
|-------------------------------|----------------|------|------|
|                               | 0.1            | 0.2  | 0.3  |
| Диаметр пробоотборника 89 мм  |                |      |      |
| 55                            | 0,27           | 0,55 | 0,84 |
| 65                            | 0,22           | 0,46 | 0,68 |
| 75                            | 0,20           | 0,39 | 0,6  |
| 85                            | 0,18           | 0,35 | 0,53 |
| 95                            | 0,16           | 0,32 | 0,48 |
| Диаметр пробоотборника 108 мм |                |      |      |
| 110                           | 0,17           | 0,36 | 0,53 |
| 130                           | 0,15           | 0,32 | 0,47 |
| 150                           | 0,12           | 0,25 | 0,38 |
| 170                           | 0,1            | 0,22 | 0,31 |
| Диаметр пробоотборника 127 мм |                |      |      |
| 180                           | 0,17           | 0,37 | 0,54 |
| 210                           | 0,14           | 0,3  | 0,47 |
| 240                           | 0,13           | 0,27 | 0,42 |
| 270                           | 0,11           | 0,24 | 0,36 |
| 300                           | 0,1            | 0,22 | 0,32 |

Примечание. Выделенные ячейки соответствуют частоте ударов 3 Гц и более.

Таким образом, разработана уточненная математическая модель для определения параметров гидродвигателя забивного пробоотборника с учетом влияния на его рабочий цикл силовой пружины, разгоняющей боек перед ударом по наковальне. Для различных типоразмеров пробоотборников определен диапазон хода поршня, определяющий область его эффективной работы и позволяющий обеспечивать частоту ударов не менее 3 Гц, необходимую для повышения механической скорости бурения при отборе проб в плотных песчано-глинистых грунтах.

### Библиографический список

1. 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.
2. Разработка погружных гидроударных снарядов для бурения подводных разведочных скважин со специализированных плавсредств / О.И. Калиниченко, Каракозов, П.В. Зыбинский, С.Н. Парфенюк // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов. – 2005. – Вып. 8. – С. 92-95.
3. Колонковый снаряд. Патент на корисну модель № 13609 UA МПК(2006) E21B 21/00, 25/00, 25/18 / Каракозов А.А., Калініченко О.І., Зибінський П.В., Опубл. 17.04.2006, Бюл. №4.
4. Колонковый снаряд: патент на винахід № 81016 UA МПК(2006) E21B 21/00, E21B 25/00 / Каракозов А.А., Калініченко О.І., Зибінський П.В.. - Опубл. 26.11.2007, Бюл. №19.
5. Колонковый снаряд: патент на корисну модель № 31821 UA МПК(2006) E21B 21/00, E21B 25/00 / Калініченко О.І., Каракозов А.А., Зибінський П.В. - Опубл. 25.04.2008, Бюл. №8.
6. Совершенствование технических средств и технологий отбора проб грунта при бурении геотехнических скважин с плавучих самоподъемных установок на шельфе Черного моря / [А.А. Каракозов, О.И. Калиниченко, П.В. Зыбинский и др.] // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов. – 2008. – Вып. 11. – С. 66–74.
7. Каракозов А. А. Оценка влияния компоновки низа буровой колонны на механическую скорость бурения скважин гидроударными снарядами при отборе проб донных отложений / А. А. Каракозов // Наукові праці ДонНТУ, Серія «Гірничо-геологічна». – 2008. – Випуск 7(135). – С. 130–135.
8. Каракозов А. А. Анализ рабочего цикла забивного пробоотборника с гидравлическим приводом / А. А. Каракозов, А. Н. Рязанов, В. И. Пилипец // Совершенствование техники и технологии бурения скважин на твердые полезные ископаемые. – 1998. – Выпуск 21. – С. 170-177.
9. Каракозов А. А. Об использовании забивных пробоотборников с гидравлическим приводом при реализации технологии поинтервального бурения геотехнических скважин с буровых судов и самоподъемных буровых установок / А. А. Каракозов // Наукові праці ДонНТУ, Серія «Гірничо-геологічна». – 2012. – Випуск 2(17). – С. 173–178.
10. Пробовідбірник: патент на корисну модель № 76613 UA МПК(2013) E21B 25/18 / Каракозов А.А., Рязанов А.М., Зибінський П.В., Парфенюк С.М. – Опубл. 10.01.2013, Бюл. №1.
11. Рязанов А. Н. Теоретические исследования забивного пробоотборника с разжимающейся на рабочем ходе бойка пружины / А. Н. Рязанов, О. В. Серeda // Наукові праці ДонНТУ, Серія «Гірничо-геологічна». – 2011. – Випуск 14(181). – С. 48–53.
12. Рязанов А. Н. Разработка забивного пробоотборника для бурения инженерно-геологических скважин на континентальном шельфе: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.15.10 / А. Н. Рязанов. – Донецк: ДонГТУ, 1999. – 160 с.
13. Погружной бесштанговый насос для откачки жидкости из скважин / Г.И. Неудачин, В.И. Пилипец, В.С. Фоменко, П.В. Зыбинский // Разведка и охрана недр. – 1976. – №9. – С. 52 - 53.
14. Ясов В. Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин / В. Г. Ясов. – М.: Недра, 1977. – 153 с.
15. Калиниченко О. И. Развитие научных основ создания погружных гидроударных снарядов и установок для однорейсового бурения скважин на морском шельфе: Дисс. ... д-ра техн. наук: спец. 05.06.05 / О.И. Калиниченко. – Донецк: ДонНТУ, 2002. – 371 с.

Надійшла до редакції 23.07.13

А. А. Каракозов, А. Н. Рязанов, С. Н. Парфенюк

*ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Донецьк, Україна*

### Методика розрахунку параметрів гідродвигуна забивного пробовідбірника для випробування ґрунтів при бурінні геотехнічних свердловин на шельфі

Показана необхідність уточнення методики розрахунків параметрів гідродвигуна забивного пробовідбірника для опробування ґрунтів при бурінні геотехнічних свердловин на шельфі. В модифікованій конструкції забивного пробовідбірника для підвищення енергії ударів застосована силова пружина, вплив якої на роботу гідродвигуна враховано у розглянутій методиці. З використанням отриманих співвідношень був визначений діапазон змінення ходу поршня гідродвигуна для різних типорозмірів забивного пробовідбірника, який дозволяє забезпечити частоту ударів, необхідну для забезпечення високої механічної швидкості буріння.

Ключові слова: інженерно-геологічні пошуки на шельфі, буріння геотехнічних свердловин, забивний пробовідбірник, відбір проб ґрунтів, гідродвигун.

A. A. Karakozov, A. N. Ryazanov, S. N. Parfenyuk

*Donetsk National Technical University, Donetsk, Ukraine*

### A method of calculating the parameters of the hydraulic engine of a pile sampler for sampling soil during drilling wells offshore

There is the need of improving the methods of calculating the parameters of the hydraulic engine of a pile sampler for sampling soil during drilling wells offshore. In a modified design of a pile sampler a power spring is used to improve the energy of impact. The considered methods take into account its influence on the work of the hydroengine. Using these relations we determined the range of change of the piston stroke for different dimension types of the sampler.

Keywords: geotechnical offshore investigations, drilling of geotechnical wells, driven sampler, soil sampling, hydraulic motor.