

ТЕХНИКА ГЕОЛОГО-РАЗВЕДОЧНЫХ РАБОТ

УДК 622.23.05

**АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОСВЯЗИ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ
И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА БУРЕНИЯ
ГЕОЛОГО-РАЗВЕДОЧНОЙ СКВАЖИНЫ**

В.В. КУЛИКОВ, С. ЗАВАЦКИ

*Российский государственный геологоразведочный университет
117997, Россия, г. Москва, ул. Миклухо-Маклая, 23; e-mail: ingeneer-graph-kaf@mgri-rggru.ru*

Установлено, что зависимости для определения осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент при параллельной и последовательной схемах подключения гидравлических дросселей не учитывают различные режимы течения рабочей жидкости через них, следовательно, различный характер зависимости потери давления от расхода. Показано, что режим течения рабочей жидкости гидропривода через гидравлический дроссель и напорный золотник определяется величиной механической скорости бурения скважины. Режим течения необходим при определении величины осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент. В результате исследований доказано, что коэффициент расхода рабочей жидкости через гидравлический дроссель или напорный золотник является переменной величиной, зависящей от режима течения и механической скорости бурения скважины.

К л ю ч е в ы е с л о в а: гидравлическое сопротивление; осевая нагрузка; механическая скорость бурения; коэффициент полезного действия; углубка скважины за один оборот; насос; гидравлический двигатель.

**ANALYTICAL RESEARCH OF THE RELATION BETWEEN HYDRAULIC
MECHANISM OF THE AXIAL PRESSURE OF THE DRILLING RIG
AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF THE DRILLING REGIMES
OF THE GEOLOGICAL EXPLORATION BOREHOLES**

V.V. KULIKOV, S. ZAVACKY

*Russian State Geological Prospecting University
117997, Russia, Moscow, Miklouho-Maklay street, 2; e-mail: ingeneer-graph-kaf@mgri-rggru.ru*

The existing relations for definition of the axial load on the rock cutting tool by the parallel or serial mounted throttling valves, do not take into account many different flows of the hydraulic fluid through the valve, and it results in different character of the pressure losses levels related to the power. Because of this, we can not exactly evaluate variations of the axial load on the cutting tools when changing hydraulic parameters of the thrust mechanism. The flow pattern of the hydraulic fluid through the throttling valve and through the pressure shift is defined by the mechanical speed rate of the bore drilling. Flow pattern (laminar or turbulent) is necessary for the definition of the axial pressure on the cutting tool. The power index of the fluid flow through the valve or through the pressure shift is variable value, depending on the flow pattern and mechanical speed of the drilling.

Key words: hydraulic resistance; axial load; mechanical drilling-speed; coefficient of efficiency; drilling deeper per revolution; pump; hydraulic machine.

Результаты бурения геолого-разведочных скважин с отбором кернового материала являются одним из основных источников информации о горных породах и условиях их залегания. При этом предъявляются высокие требования к качеству бурения и кернового опробования скважин, к информативности и достоверности данных о полезных ископаемых. В современных условиях растёт необходимость разведки месторождений и их участков на больших глубинах, часто в осложнённых геологических условиях, характеризующихся как высокой твёрдостью монолитных интервалов, так и перемежаемостью механических свойств переслаиваемых горных пород, а также трещиноватостью, раздробленностью, кавернообразованием и, как следствие, недостаточным для качественного опробования выходом керна.

В результате перечисленных факторов существенно возрастают требования, предъявляемые к точности управления процессом углубки скважины, стойкости породоразрушающего инструмента и производительности бурения. Это вызывает необходимость проведения научных исследований базовых характеристик существующих конструкций механизмов подачи буровых установок с целью выявления их преимуществ и недостатков, формулирования более жёстких требований к механизмам и технологии углубки скважин, а также разработки, конструирования и практической реализации эффективных технических средств и технологий управления процессом углубки скважин.

Гидравлический механизм подачи буровой установки предназначен для выполнения следующих функций:

создания и регулирования усилия подачи $G_{\text{п}}$, а, следовательно, и осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент $C_{\text{ос}}$ при переменной скорости подачи $v_{\text{пм}}$;

поддержания и регулирования скорости подачи бурового инструмента $v_{\text{пм}}$, а, следовательно, и механической скорости бурения $v_{\text{м}}$ при переменном значении осевой нагрузки $C_{\text{ос}}$.

Рассмотрим принципиальную схему параллельного гидроцилиндра (гидродвигателя) подключения гидравлического дросселя механизма подачи и предохранительного клапана как одну из основных схем [9, 19–23, 28], применяемых при бурении скважин на современных буровых установках:

$$C_{\text{ос}} = G_{\text{ос}} + G_{\text{п1}}, \quad (1)$$

где $C_{\text{ос}}$ — осевая нагрузка на породоразрушающий инструмент; $G_{\text{ос}}$ — осевая составляющая веса бурового снаряда и узлов буровой установки, участвующих вместе с буровым снарядом в создании осевого усилия на породоразрушающий инструмент (ПРИ) (траверса, верхний гидравлический патрон и др.) в процессе углубки скважины, т. е. с учётом сил трения бурильных труб о стенки скважины и поверхность обсадной колонны и трения потока промывочной жидкости о поверхность бурового снаряда, а также силы давления гидростатического столба в буровом сальнике (определяется с помощью

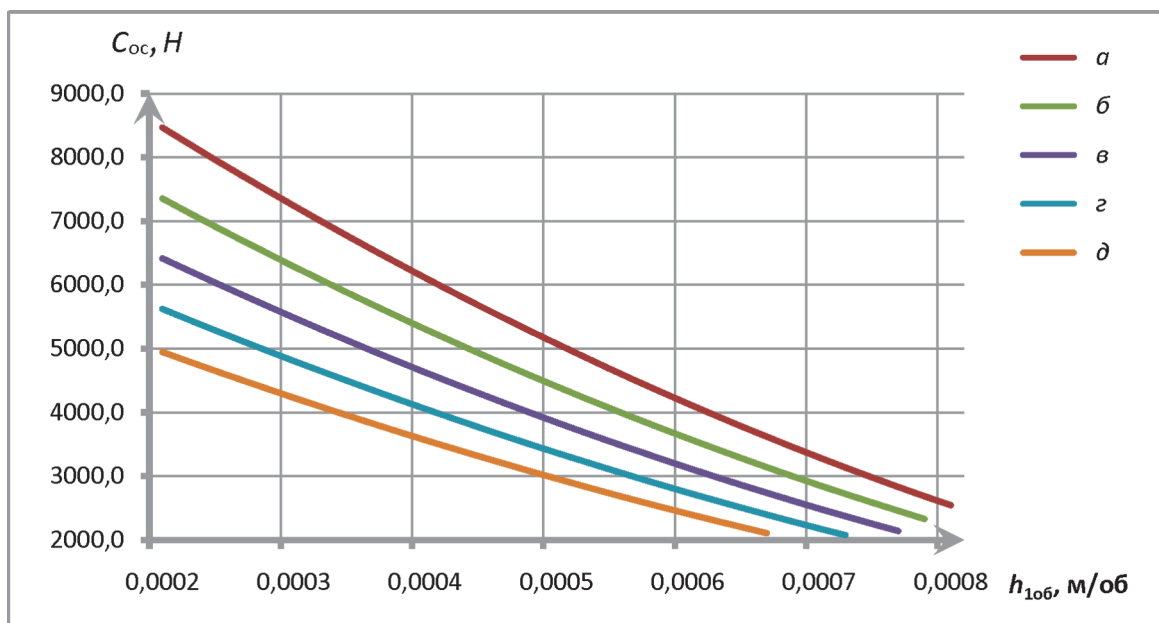


Рис. 1. Зависимость осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент $C_{\text{ос}}$ от величины углубки породоразрушающего инструмента за его один оборот вокруг своей оси $h_{1\text{об}}$ при различных эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя d_{31} , подключенного параллельно гидроцилиндрам механизма подачи при $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$; $\eta_{\text{но}} = 0,98$; $n = 840 \text{ об/мин} = 14 \text{ об/с}$; $m = 2$; $d_{\text{до}} = 0,98$; $d_{\text{п1}} = 0,76$; $G_{\text{ос}} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $P_{\text{н}} = 2 \text{ ат} = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $d_{\text{г}} = 1$; $d_{\text{м}} = 0,9$; для бурового станка СКБ-5 [18]: $Q_{\text{нт}} = 18 \text{ л/мин} = 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$; $D_{\text{п}} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$; $d_{\text{ш}} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$; а: $d_{31} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; б: $d_{31} = 2,9 \text{ мм} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; в: $d_{31} = 3,0 \text{ мм} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; г: $d_{31} = 3,1 \text{ мм} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; д: $d_{31} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

механизма подачи путём взвешивания бурового снаряда); $G_{\text{п1}}$ — усилие, сообщаемое буровому снаряду механизмом подачи при параллельном гидроцилиндру (гидродвигателю) подключении гидравлического дросселя.

После подстановки и преобразований, имеем:

$$C_{\text{ос}} = \frac{f_{\text{в}} (Q_{\text{нт}} - h_{106} n f_{\text{в}} m / \text{до})^2}{2 f_1^2 + G_{\text{ос}} - P_{\text{н}} f_{\text{н}} m / \text{дг} \text{ дм.}} \quad (2)$$

Полученное уравнение (2) позволяет проанализировать взаимосвязи гидравлических параметров работы механизма подачи буровой установки (теоретического значения объёмной подачи насоса $Q_{\text{нт}}$, коэффициента расхода рабочей жидкости через гидравлический дроссель f_1 , площади поперечного сечения проходного отверстия гидравлического дросселя f_1 , избыточного давления рабочей жидкости в нижних полостях гидроцилиндров $P_{\text{н}}$) и основных параметров режима бурения скважин (осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент $C_{\text{ос}}$ и частоты его вращения n) при параллельной по отношению к гидродвигателю схеме подключения гидравлического дросселя.

В отличие от известных подобных решений, представленных, например, в [9; 19–23], полученная зависимость (2) учитывает в явном виде, во-первых, величину углубки породоразрушающего инструмента за один его оборот вокруг своей оси h_{106} и, во-вторых, подачу маслососа $Q_{\text{нт}}$ и его КПД $\eta_{\text{но}}$, а также КПД гидродвигателя — $\eta_{\text{дг}}$ и $\eta_{\text{дм}}$.

Анализ функциональной зависимости, представленной на рис. 1, применительно к гидравлическому дросселю, подключенному параллельно гидродвигателю и работающему по зависимости (2), показывает, что рост углубки за один оборот h_{106} , вызванный уменьшением сил сопротивления внедрению породоразрушающего инструмента в горную породу (т. е. снижением категории пород по буримости) сопровождается снижением осевой нагрузки $C_{\text{ос}}$. Справедливо и обратное: чем меньше величина углубки за один оборот h_{106} , тем выше усилие прижатия породоразрушающего инструмента к забою скважины.

Для анализа степени стабильности изменения величины осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент $C_{\text{ос}}$ в зависимости от изменения его углубки за один оборот вокруг своей оси h_{106} при бурении в породах различных категорий по буримости продифференцируем выражение (2), принимая все величины, кроме $C_{\text{ос}}$ и h_{106} неизменными. В результате получим:

$$C_{\text{ос}} / h_{106} = \frac{f_{\text{в}}^2 n m (f_{\text{в}} n m h_{106} / \text{до})}{Q_{\text{нт}} \eta_{\text{но}} / (f_1^2 \text{ до})}. \quad (3)$$

Анализ зависимости (3), график которой представлен на рис. 2, показывает, что интенсивность (скорость) изменения осевой нагрузки на ПРИ

$C_{\text{ос}} / h_{106}$ при увеличении углубки за один оборот h_{106} также увеличивается.

Рассмотрим принципиальную схему последовательного по отношению к гидроцилиндру (гидродвигателю) подключения гидравлического дросселя механизма подачи и параллельного — напорного золотника (дросселирующего клапана), как одну из возможных схем [10, 14, 22, 23, 26].

После подстановки имеющихся промежуточных решений в уравнение последнее примет вид:

$$C_{\text{ос}} = \frac{((Q_{\text{нт}} - h_{106} n f_{\text{в}} m / \text{до})^2 f_{\text{в}} / (f_{\text{нз}}^2 f_{\text{нз}}^2) (h_{106} n f_{\text{н}} m / \text{до})^2 f_{\text{н}} / (f_2^2 f_2^2))}{m \text{ дг} \text{ дм} / 2 + G_{\text{ос}}}. \quad (4)$$

Полученное уравнение (4) позволяет проанализировать взаимосвязи гидравлических параметров работы механизма подачи буровой установки (теоретического значения объёмной подачи насоса $Q_{\text{нт}}$, коэффициентов расхода рабочей жидкости через напорный золотник $f_{\text{нз}}$ и гидравлический дроссель f_2 , площадей поперечного сечения проходных отверстий напорного золотника $f_{\text{нз}}$ и гидравлического дросселя f_2) и основных параметров режима бурения скважин (осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент $C_{\text{ос}}$ и частоты его вращения n) при параллельной по отношению к гидродвигателю схеме подключения напорного золотника и последовательной — гидравлического дросселя.

Как и полученная выше зависимость (2), уравнение (4), в отличие от известных подобных решений, представленных, например, в [9, 19–23], учитывает величину углубки породоразрушающего инструмента за один его оборот вокруг своей оси h_{106} , подачу маслососа $Q_{\text{нт}}$ и его КПД $\eta_{\text{но}}$, а также КПД гидродвигателя — $\eta_{\text{дг}}$ и $\eta_{\text{дм}}$.

В зависимости от вида функциональной связи потери давления в потоке жидкости $P_{\text{тр}}$ от параметров различают линейную и нелинейную функциональные области [25, 29]:

1. Линейная область гидравлических сопротивлений (характерна для ламинарного режима течения жидкости при $a = 1$; $b = 1$; $c = 0$; $v = 4$; $q = 1$; $r = 0$; $s = 1$):

$$P_{\text{тр}} = f(\eta; Q; M; H; d_3^4; \text{Re}^{-1}; \eta), \quad (5)$$

$$P_{\text{тр}} = f(k_3; \eta). \quad (6)$$

2. Нелинейная область гидравлических сопротивлений (характерна для турбулентного режима течения жидкости при $a > 1$). В нелинейной области гидравлических сопротивлений выделяют [25, 29] три подобласти.

2.1. Нелинейная доквадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (характерна для турбулентного режима течения жидкости в гидравлически гладких магистралях при $a = 1,75$; $b = 1$; $c = 0$; $v = 4,75$; $q = 0,25$; $r = 0,75$; $s = 0,25$):

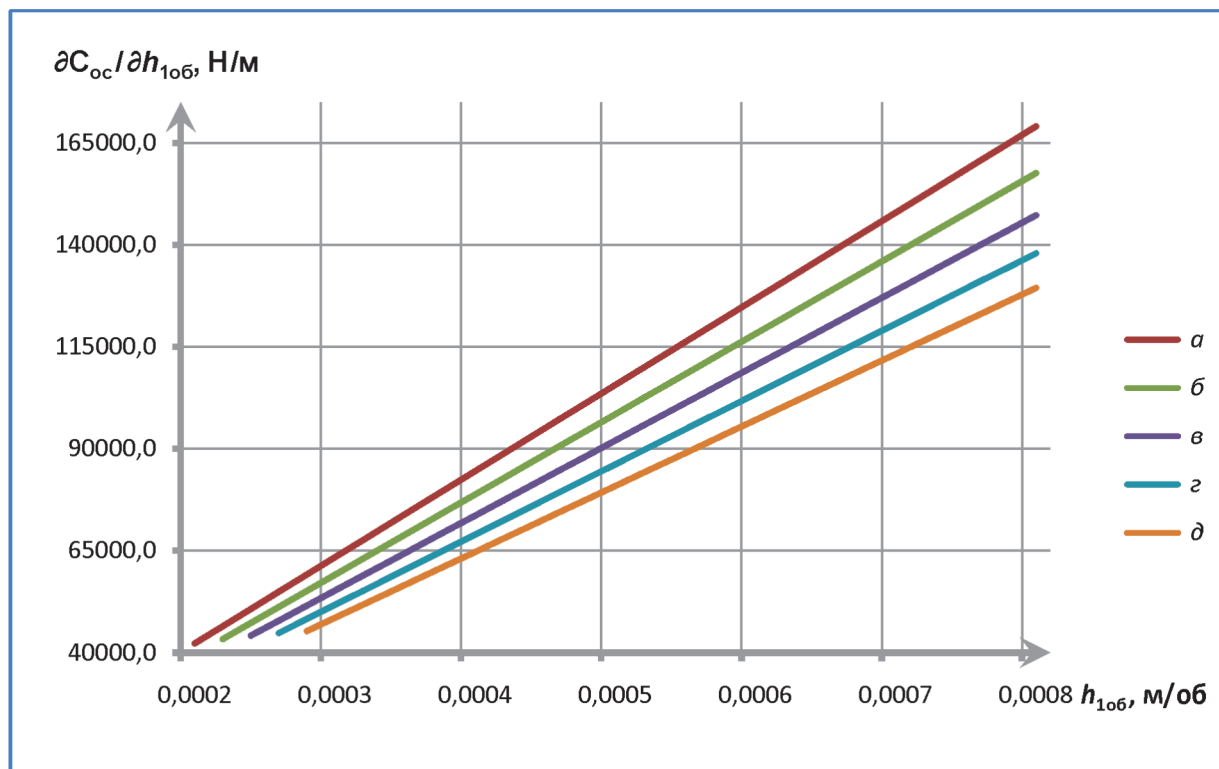


Рис. 2. Интенсивность изменения осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент C_{oc} при изменении его углубки за один оборот вокруг своей оси в процессе работы механизма подачи бурового станка СКБ-5 при различных эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя d_{31} , подключенного параллельно гидроцилиндрам механизма подачи при $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$; $\eta_0 = 0,98$; $n = 840 \text{ об/мин.} = 14 \text{ об/с}$; $m = 2$; $\lambda_0 = 0,98$; $\lambda_1 = 0,76$; $\lambda_2 = 1$; $\lambda_3 = 0,9$; для бурового станка СКБ-5 [18]: $Q_{HT} = 18 \text{ л/мин} = 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$; $D_H = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$; $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$; а: $d_{31} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; б: $d_{31} = 2,9 \text{ мм} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; в: $d_{31} = 3,0 \text{ мм} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; г: $d_{31} = 3,1 \text{ мм} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; д: $d_{31} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

$$P_{тр} = f(1,75; Q^{1,75}; M^{1,75}; H; d_3^{4,75}; Re^{-0,25}; 0,75; 0,25), \quad (7)$$

$$P_{тр} = f(k_3). \quad (8)$$

2.2. Нелинейная доквадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (характерна для турбулентного режима течения жидкости в гидравлически шероховатых магистралях при $1,75 < a < 2$; $b = 1$; $1,75 < c < 2$; $4,75 < v < 5,25$; $0 < q < 0,25$; $0,75 < r < 1$; $0 < s < 0,25$):

$$P_{тр} = f(a; Q^a; M^a; H; k_3^c; d_3^v; Re^{-q}; r; s). \quad (9)$$

2.3. Квадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (характерна для турбулентного режима течения жидкости в гидравлически шероховатых магистралях при $a = 2$; $b = 1$; $c = 0,25$; $v = 5,25$; $q = 0$; $r = 1$; $s = 0$):

$$P_{тр} = f(2; Q^2; M^2; H; k_3^{0,25}; d_3^{5,25}), \quad (10)$$

$$P_{тр} = f(Re; s). \quad (11)$$

Проведенный анализ показал, что показатели степени в зависимости (9) могут менять свои значения в следующих диапазонах: $1 < a < 2$; $b = 1$; $0 < c < 2$; $4 < v < 5,25$; $0 < q < 1$; $0 < r < 1$; $0 < s < 1$.

Если справедливо неравенство [1, 2, 5, 24, 25, 29]:

$$Re_i < Re_{кр1}, \quad (12)$$

где $Re_{кр1}$ — критическое значение числа Рейнольдса для потока рабочей жидкости, движущейся через проходное отверстие гидравлического дросселя, подсоединенного параллельно ($Re_{кр1} < Re_{кр1}$) или последовательно ($Re_{кр1} < Re_{кр2}$) гидродвигателю, или через проходное отверстие напорного золотника ($Re_{кр1} < Re_{крн3}$), то режим течения рабочей жидкости ламинарный (линейная область гидравлических сопротивлений).

Если [1, 2, 5, 24, 25, 29]:

$$Re_i > Re_{кр1}, \quad (13)$$

то режим течения турбулентный (нелинейная область гидравлических сопротивлений).

Однако в отличие от традиционной формы представления числа Рейнольдса [1, 2, 5, 24, 25, 29], в неравенствах, представленных работах Р.Е. Везирина и Э.С. Арзуманова, экспериментальное число Рейнольдса Re_i выражено [1, 2] не через эквивалентный диаметр потока $d_{эi}$, а через его гидравлический радиус $R_{гi}$ [5, 29] ($R_{гi} = d_{эi} / 4$) и, следовательно, имеет следующий вид:

$$Re_i = \frac{\rho_i d_{эi}}{4 \eta_i} = \frac{\rho_i d_{эi}}{4 f_i} = \frac{M_i d_{эi}}{4 f_i}. \quad (14)$$

Используя далее традиционную форму представления числа Рейнольдса, после корректировки неравенств, получим соответственно:

$$Re_i \leq 40 \quad (15)$$

для линейной области гидравлических сопротивлений (ламинарный режим течения рабочей жидкости);

$$40 < Re_i < 40000 \quad (16)$$

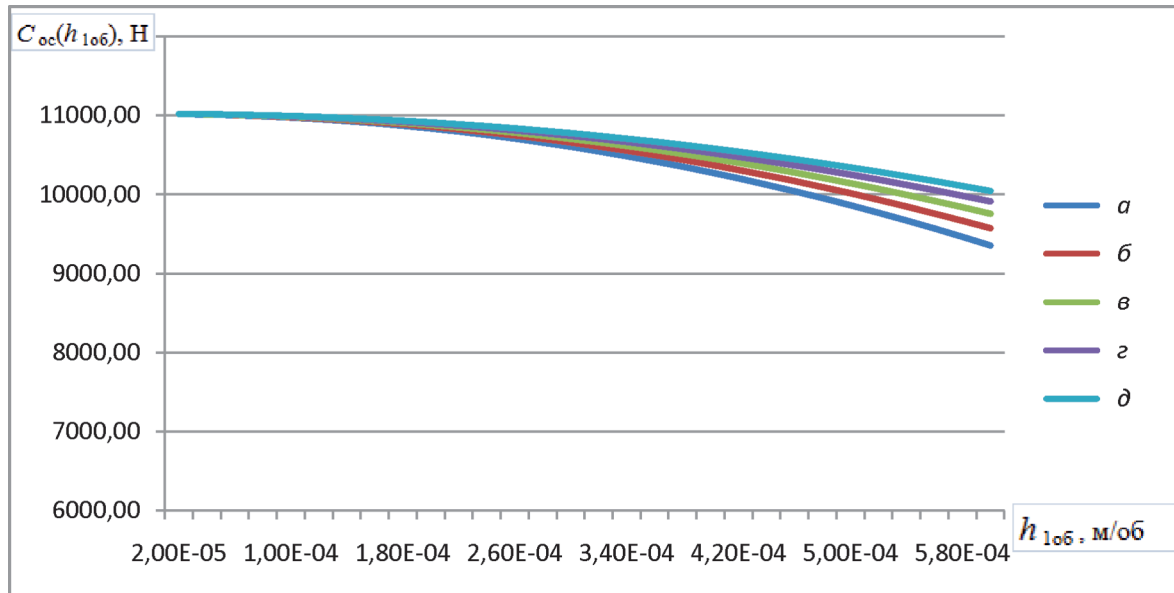


Рис. 3. Зависимость осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент C_{oc} от величины углубки породоразрушающего инструмента за его один оборот вокруг своей оси $h_{1об}$ при различных эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя d_{32} , подключенного последовательно гидроцилиндрам механизма подачи при $P_B = 4 \text{ ат} = 4 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$; $n = 840 \text{ об/мин.} = 14 \text{ об/с}$; $m = 2$; $d_o = 0,98$; $G_{oc} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $d_{лг} = 1$; $d_{лм} = 0,9$; для бурового станка СКБ-5 [18]: $D_{п} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$; $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$; а: $d_{32} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; б: $d_{32} = 2,9 \text{ мм} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; в: $d_{32} = 3,0 \text{ мм} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; г: $d_{32} = 3,1 \text{ мм} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; д: $d_{32} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

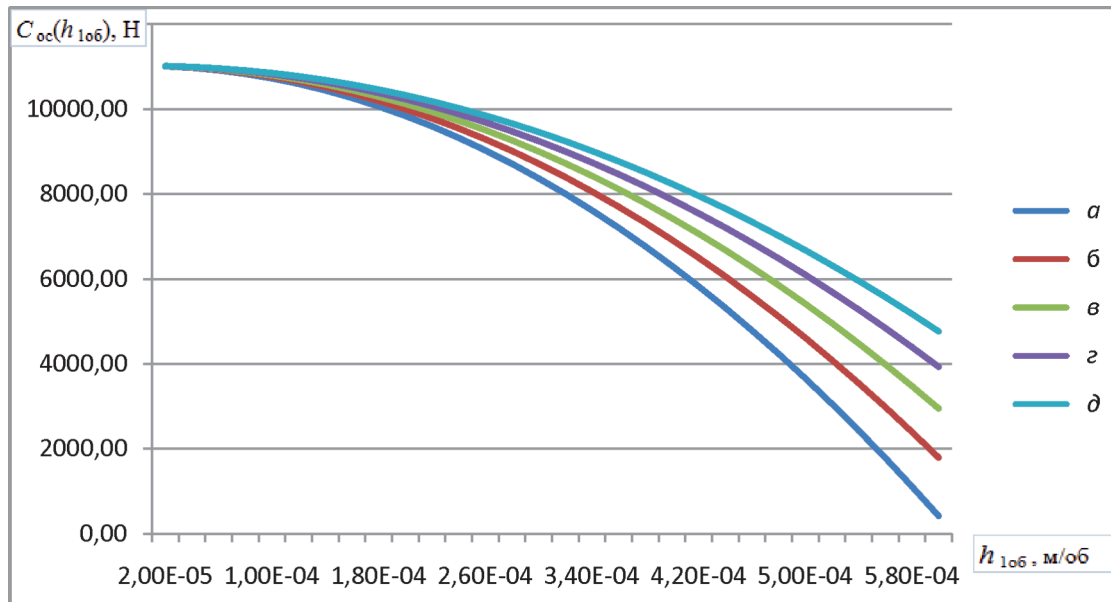


Рис. 4. Зависимость осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент C_{oc} от величины углубки породоразрушающего инструмента за его один оборот вокруг своей оси $h_{1об}$ при различных степенях сжатия потока рабочей жидкости a_2 и эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя d_{32} , подключенного последовательно гидроцилиндрам механизма подачи при $P_B = 4 \text{ ат} = 4 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$; $n = 840 \text{ об/мин.} = 14 \text{ об/с}$; $m = 2$; $d_o = 0,98$; $G_{oc} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $d_{лг} = 1$; $d_{лм} = 0,9$; для бурового станка СКБ-5 [18]: $D_{п} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$; $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$; а: $d_{32} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $a_2 = 0,0196$; б: $d_{32} = 2,9 \text{ мм} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $a_2 = 0,0210$; в: $d_{32} = 3,0 \text{ мм} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $a_2 = 0,0225$; г: $d_{32} = 3,1 \text{ мм} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $a_2 = 0,0240$; д: $d_{32} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $a_2 = 0,0256$

для нелинейных доквадратических подобластей гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения рабочей жидкости);
при

$$\text{Re}_i \quad 40000 \quad (17)$$

наблюдается квадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения).

В результате преобразований зависимости примут более компактный вид соответственно:

$$C_{oc} = \frac{(P_v f_v h_{1ob}^2 n^2 f_n^3 m^2 / (2 f_2^2 f_{до}^2))}{m_{дг} + G_{oc}} \quad (18)$$

$$C_{oc} = \frac{(P_v f_v \cdot h_{1ob}^2 n^2 f_n^3 m^2 / (25,2/\text{Re}_2 + (1/f_2 + \alpha_2)^2))}{m_{дг} + G_{oc}} \quad (19)$$

Графики зависимостей (18) и (19) представлены на рис. 3 и рис. 4 соответственно.

Все способы регулирования гидравлического привода можно разделить на два вида [10, 14].

Заключение

Традиционное дроссельное регулирование является энергетически менее выгодным, чем объёмное, так как при нём происходит сброс сжатой рабочей жидкости на слив без полезного использования её энергии. В результате уменьшается общий КПД гидропривода. По этой причине дроссельное регулирование гидропривода не применяют при мощности гидродвигателя (гидромотора) более 3 кВт [14]. Однако объёмное регулирование требует более сложного в изготовлении и эксплуатации, а, следовательно, дорогостоящего оборудования — регулируемого насоса и/или регулируемого гидравлического двигателя. Кроме того, при очень малом рабочем объёме регулируемого насоса (например, при алмазном бурении скважин в горных породах высоких категорий по буримости) скорость движения выходного звена гидравлического двигателя — неравномерная [14], что не позволяет реализовать равномерную стабильную подачу бурового инструмента.

Таким образом, механизм подачи буровой установки дроссельной конструкции наиболее отвечает процессу эффективной углубки скважины.

ЛИТЕРАТУРА

- Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1982. 224 с.
- Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. 3-е изд. М.: Недра, 1982. 223 с.
- Альтшуль А. Д., Арзуманов Э. С. Потери давления в регулирующих клапанах при течении вязких жидкостей. // Нефтяное хозяйство. 1967, № 7. С. 51–56.
- Альтшуль А. Д., Арзуманов Э. С., Везирян Р. Е. Экспериментальное исследование зависимости коэффициента сопротивления при внезапном расширении потока от числа Рейнольдса. // Нефтяное хозяйство. 1967, № 4. С. 53–55.
- Альтшуль А. Д., Животовский Л. С., Иванов Л. П. Гидравлика и аэродинамика: Учебник для вузов. М.: Стройиздат, 1987. 414 с.
- Арзуманов Э. С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
- Арзуманов Э. С. Коэффициенты местных сопротивлений угловых и двухседельных регулирующих клапанов при течении вязких жидкостей. // Труды «Науч.-исслед. ин-та автоматизации производ. процессов хим. пром-сти и цвет. металлургии» («НИИавтоматика»). Вып. XXVII, Кировакан: НИИавтоматика, 1966. С. 73–85.
- Арзуманов Э. С., Везирян Р. Е. К расчёту гидравлических сопротивлений регулирующих клапанов. // Труды «Науч.-исслед. ин-та автоматизации производ. процессов хим. пром-сти и цвет. металлургии» («НИИавтоматика»). Вып. XXIX, Кировакан: НИИавтоматика, 1967. С. 52–64.
- Булгаков Е. С., Арсеньев Ю. А., Ганджумян Р. А., Сердюк Н. И., Старцев О. И., Тунгусов А. А. Грузоподъемные устройства, механизмы вращения и подачи буровых установок. Под общ. ред. Е. С. Булгакова. Учебное пособие для вузов. М.: 2007. 424 с.
- Васильев Б. А., Грецов Н. А. Гидравлические машины: Учебник для вузов. М.: Агропромиздат, 1988. 272 с.
- Везирян Р. Е. Исследование гидравлических сопротивлений угловых регулирующих клапанов типа УКС на вязких средах. // Труды «Науч.-исслед. ин-та автоматизации производ. процессов хим. пром-сти и цвет. металлургии» («НИИавтоматика»). Вып. XXII, Кировакан: НИИавтоматика, 1965. С. 53–71.
- Ганин И. П. Об улучшении режима бурения при использовании регулятора подачи. // Изв. вузов. Геология и разведка. 1989. № 7. С. 89–93.
- Ганин И. П. Аналитическое исследование процесса зашламования алмазной коронки. // Известия высших учебных заведений. Геология и разведка. 1989, № 10. С. 115–119.
- Гейер В. Г., Дулин В. С., Заря А. Н. Гидравлика и гидропривод: Учебник для вузов. М.: Недра, 1991. 331 с.
- Заватки С., Куликов В. В. Анализ основных характеристик и механика работы гидравлических механизмов подачи буровых установок. // XII Международная конференция «Новые идеи в науках о Земле». Российский государственный геологоразведочный университет имени Серго Орджоникидзе (МГРИ-РГГРУ). Доклады. В 2-х томах / М.: ФГУП ГНЦ РФ «ВНИИгеосистем», 2015. Т. 2. С. 66–67.
- Заватки С., Куликов В. В. Регулирование параметров режима бурения на гидрофицированных буровых установках // XII Международная конференция «Новые идеи в науках о Земле». Российский государственный геологоразведочный университет имени Серго Орджоникидзе (МГРИ-РГГРУ). Доклады. В 2-х томах. / М.: ФГУП ГНЦ РФ «ВНИИгеосистем», 2015. Т. 2. С. 134–135.
- Заватки С., Куликов В. В. Механизмы подачи гидрофицированных буровых установок, применяемых при разработке и разведке месторождений полезных ископаемых, и регулирование параметров режима бурения. // Горный информационно-аналитический бюллетень. Депозитарий изд-ва «Горная книга». 7 с. 2015, № 7.
- Заватки С., Куликов В. В. Механика работы гидравлических механизмов разведочных буровых установок и горных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. Депозитарий изд-ва «Горная книга». 5 с. 2015, № 7.
- Кардыш В. Г. Оборудование для поискового бурения. Л.: Недра, 1986. 144 с.
- Кардыш В. Г., Окмянский А. С. Управление режимом подачи высокооборотных буровых станков. // Разведка и охрана недр. 1984, № 5. С. 26–30.
- Кардыш В. Г. Станки для алмазного поискового бурения. Л.: Недра, 1978. 112 с.
- Кирсанов А. Н. Регулирование жесткости характеристики гидравлического механизма подачи с последовательно включенным дросселем. // Известия высших учебных заведений. Геология и разведка. 1989, № 1. С. 116–120.

23. К и р с а н о в А.Н., З и н е н к о В.П., К а р д ы ш В.Г. Буровые машины и механизмы. Учебник для вузов. М.: Недра, 1981. 448 с.
24. К о в а л ь П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1979. 319 с.
25. К у л и к о в В.В. Буровая гидроаэромеханика и элементы гидропневмопривода. / В кн.: Бурение разведочных скважин. Учебник для вузов. Глава 5. // Н.В. Соловьев, В.В. Кривошеев, Д.Н. Башкатов и др. Под общ. ред. Н.В. Соловьева. М.: Высшая школа, 2007. С. 258–298 (904 с.).
26. О к м я н с к и й А.С., К у з ь м и н И.В., Н и к и т и н Е.В. Опыт бурения с регулятором скорости подачи на станках типа ЗИФ. / Серия «Библиотечка передового опыта». М.: ОНТИ ВИЭМС, 1967. 14 с.
27. С в е ш н и к о в В.К., У с о в А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1988. 512 с.
28. У ш а к о в А.М. Гидравлические системы буровых установок. Л.: Недра, 1988. 161 с.
29. Ч у г а е в Р.Р. Гидравлика (Техническая механика жидкости). Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. Л.: Энергоиздат, 1982. 672 с.
30. W u e s t W. Stromung durch Schlitz-und Lochblenden bei kleinen Reynolds-Zahlen // Ingenieur Archiv. 1954, № 22 (6). P. 57–367.