

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Методические указания

по выполнению практических занятий
по дисциплине «Гидроаэромеханика в бурении»
для студентов специальности 21.05.06 Нефтегазовая техника и
технологии
специализация «Технология бурения нефтяных и газовых
скважин»

Ставрополь 2026 г.

Содержание

Введение.....	
Практическое занятие 1. Равновесие и движение твердых частиц в жидкости.....	
Практическое занятие 2. Установившееся течение вязкопластической жидкости в элементах циркуляционной системы скважины.....	
Практическое занятие 3. Местные гидравлические потери давления в элементах циркуляционной системы скважины.....	
Практическое занятие 4. Установившееся течение газа и газопластовой смеси в элементах циркуляционной системы скважины	
Практическое занятие 5. Расчет гидравлических сопротивлений в элементах циркуляционной системы.....	
Практическое занятие 6. Установившееся течение газожидкостной смеси в скважине.....	
Практическое занятие 7. Неустановившиеся течения несжимаемой жидкости при спускоподъемных операциях	
Практическое занятие 8. Перепад давлений в насадках долот при течении газожидкостной смеси.....	
Практическое занятие 9. Гидравлический расчет циркуляционной системы при промывке скважины	
Список рекомендуемой литературы.....	

Введение

Современная технология бурения скважин предполагает систематическое использование циркулирующих промывочных агентов для транспортирования разрушенной горной породы на дневную поверхность, обеспечения необходимого противодавления на проходимые скважиной горные породы, подачи энергии к долоту и забойному двигателю, ликвидации пластовых флюидопроявлений и т.д.

Чтобы правильно выбрать технологические характеристики гидравлического оборудования и определить для каждого конкретного случая необходимые параметры циркуляционного потока в скважине для безаварийной ее проводки или ликвидации аварии, необходимо рассмотреть основы теории и расчетные зависимости применительно к гидродинамическим процессам в бурящихся скважинах.

Достижения в этой области знаний базируются на реологических уравнениях И. Ньютона, Ф.Н. Шведова и Е. Бингама, В. Оствальда, которые рассматриваются в курсе «Механика сплошной среды».

Гидродинамика буровых процессов как ветвь науки механики сплошных сред начала формироваться в виде обобщающих работ Р.И. Шищенко, А.Х. Мирзаджанзаде, Н. Маковей. Достижения в этой области применительно к теории и практике гидродинамических процессов в бурении были систематизированы в виде учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности "Бурение нефтяных и газовых скважин", Е.Г. Леоновым и В.М. Исаевым [1]. Основное содержание этого источника содержится в виде отдельных глав в учебниках [2, 3].

По отношению к данному курсу смежными дисциплинами являются: механика сплошной среды, буровые промывочные и тампонажные растворы.

Практическое занятие 1

РАВНОВЕСИЕ И ДВИЖЕНИЕ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В ЖИДКОСТИ

Осколки разрушенных горных пород (шлам), поступающие с забоя и стенок скважины, уносятся потоком промывочной жидкости, газа или газожидкостной смеси. Ниже рассмотрены закономерности взаимодействия потока с частицами породы на забое и в заколонном пространстве скважины, необходимые для расчетов подачи насосов при промывке, компрессоров при продувке или тех и других при бурении с использованием аэрированной жидкости.

Витание твердых частиц в потоке жидкости

Рассмотрим движение твердой частицы со средней скоростью $v_{\text{ч}}$ в восходящем вертикальном потоке жидкости, текущей со скоростью $v_{\text{п}}$. В общем случае скорости потока и частицы относительно неподвижных стенок скважины разные. Обычно плотность частиц горных пород больше плотности жидкости, поэтому относительная скорость (рис. 1.)

$$v_{\text{отн}} = v_{\text{п}} - v_{\text{ч}}. \quad (1)$$

Принято, что частица, витая в потоке, имеет скорость $v_{\text{ч}} = 0$. Тогда скорость потока в (1) при $v_{\text{ч}} = 0$ называется скоростью витания $v_{\text{в}}$:

$$v_{\text{п}} = v_{\text{в}}. \quad (2)$$

Чтобы выбрать среднюю скорость потока, обеспечивающую транспорт частиц в кольцевом канале на дневную поверхность, нужно уметь определять скорости $v_{\text{в}}$ и $v_{\text{ч}}$.

Равновесие частицы в восходящем потоке обеспечивается равенством действующих на нее сил, схематично показанных на рис. 1 б.

На частицу действует равнодействующая выталкивающей силы и силы тяжести:

$$R = V(\rho_{\text{ч}} - \rho_{\text{ж}})g, \quad (3)$$

где V – объем частицы; $\rho_{\text{ч}}$, $\rho_{\text{ж}}$ – плотность соответственно частицы и жидкости; g – ускорение свободного падения.

Сила R уравнивается силой сопротивления $W_{\text{п}}$, которая зависит от реологических свойств жидкости, режима обтекания, концентрации и формы частиц. В дальнейшем будем рассматривать единичную сферическую частицу с эквивалентным диаметром $\left(\frac{6V}{\pi}\right)^{1/3}$

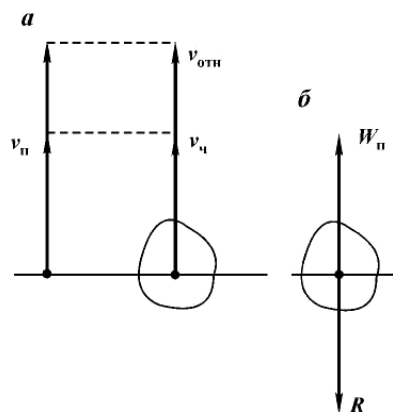


Рис. 1. Векторы скоростей (а) и сил (б) для витающей в жидкости твердой частицы

$d_{\text{ч}} = \left(\frac{6V}{\pi} \right)^{1/3}$ в неограниченной среде. Экспериментально установлено, что в этом случае частица при обтекании имеет наименьшее сопротивление. Формула для определения силы сопротивления частицы при обтекании ее вязкой жидкостью, согласно формуле Стокса, имеет вид

$$W_{\text{п}} = 3\pi\mu d_{\text{ч}} v_{\text{в}}. \quad (4)$$

Эта формула справедлива для чисел Рейнольдса $Re = v_{\text{в}} d_{\text{ч}} \rho_{\text{ж}} / \mu < 1$.

При любых значениях Re силу сопротивления можно выразить в общей форме

$$W_{\text{п}} = C_{\text{w}} \rho_{\text{ж}} \frac{v_{\text{в}}^2}{2} S, \quad (5)$$

где C_{w} – коэффициент сопротивления; S – площадь наибольшего сечения частицы, перпендикулярного к потоку.

Формула (5) переходит в (4) при

$$C_{\text{w}} = 24 / Re. \quad (6)$$

Приравнявая (1.3) и (1.5) и подставляя $V = \pi d_{\text{ч}}^3 / 6$ и $S = \pi d_{\text{ч}}^2 / 4$, получаем скорость витания для сферической частицы

$$v_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4(\rho_{\text{ч}} - \rho_{\text{ж}}) d_{\text{ч}} g}{3 \rho_{\text{ж}} C_{\text{w}}}}. \quad (7)$$

В области $1 < Re < 10^3$ следует использовать формулу

$$C_{\text{w}} = \frac{24}{Re} \left(1 + 0,17 Re^{0,665} \right),$$

а для области $10 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$ Ньютон принимал коэффициент $C_{\text{w}} = 0,44$.

Формулу (1.7) можно записать в виде

$$v_b = K \sqrt{d_q \left(\frac{\rho_q}{\rho_j} - 1 \right)}, \quad (8)$$

где $K = \sqrt{4g / (3C_w)}$ – постоянная Риттингера. Согласно многочисленным данным, при обтекании сферы потоком с $Re > 60$ примем $C_w = 0,4$, тогда $K = 5,72$.

Чтобы выбрать для расчета скорости витания соответствующую формулу, необходимо знать Re , в которое также входит скорость v_b . Поэтому формулы (7) и (8) применимы для вычисления v_b методом последовательных приближений. Расчеты производятся следующим образом. Найдя по одной из формул скорость v_b и затем Re , следует проверить, лежит ли Re в области применения этой формулы. При несовпадении результата необходимо использовать другую формулу.

В отличие от вязкой в вязкопластической жидкости (ВПЖ) различные сферы могут находиться в равновесии и при скорости $v_b = 0$. Состояние шара, предшествующее движению, характеризуется предельным равновесием. В этом случае сила тяжести уравнивается силой W_{π} от действия напряжений по всей поверхности объема V . Предположим, что зависимость для W_{π} имеет вид:

$$W_{\pi} = \pi d_q^2 \tau_0.$$

Приравняв W_{π} и R , найдем, что при скорости $v_b = 0$ максимальный размер частицы, которая может находиться в равновесии в ВПЖ, определяется формулой

$$d_q = \frac{6\tau_0}{(\rho_q - \rho_j)g}. \quad (9)$$

При движении ($v_b \neq 0$) шара в вязкопластической жидкости полагают, что суммируются сопротивления, обусловленные вязкостными и пластическими свойствами. Поэтому формулу для силы сопротивления при движении жидкости можно записать так:

$$W_{\pi} = \pi d_q^2 \tau_0 + 3\pi\eta d_q v_b. \quad (10)$$

Приравняв (10) и (3), получаем скорость витания частицы

$$v_b = \frac{d_q}{3\eta} \left[\frac{(\rho_q - \rho_j)gd_q}{6} - \tau_0 \right]. \quad (11)$$

При $\tau_0 = 0$ выражение (11) упрощается до случая обтекания частиц вязкой жидкостью. Силу сопротивления при различных режимах обтекания ВПЖ можно

представить также в виде (5), где коэффициент сопротивления C_w различен для каждого режима.

Для формулы (10)

$$W_{\Pi} = \pi d_{\text{ч}}^2 \tau_0 + 3\pi \eta d_{\text{ч}} v_{\text{в}} = C_w \rho_{\text{ж}} \frac{v_{\text{в}}^2}{2} \frac{\pi d_{\text{ч}}^2}{4}, \quad (12)$$

откуда

$$C_w = \frac{\pi d_{\text{ч}}^2 \tau_0 + 3\pi \eta d_{\text{ч}} v_{\text{в}}}{\rho_{\text{ж}} \frac{v_{\text{в}}^2}{2} \frac{\pi d_{\text{ч}}^2}{4}} = \frac{8\tau_0}{\rho_{\text{ж}} v_{\text{в}}^2} + \frac{24}{\text{Re}},$$

или

$$C_w = \frac{24}{\text{Re}} \left(1 + \frac{\text{He}}{3\text{Re}} \right) = \frac{24}{\text{Re}} \left(1 + \frac{S}{3} \right),$$

(13)

где

$$\text{He} = \rho_{\text{ж}} \tau_0 d_{\text{ч}}^2 / \eta^2; \quad S = \tau_0 d_{\text{ч}} / (\eta v_{\text{в}}).$$

Полагают, что при $\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}}$, коэффициент сопротивления C_w остается постоянным и равным 0,4. Подставляя $C_w = 0,4$ в формулу (13), находим значения $\text{Re}_{\text{кр}}$, в зависимости от числа He :

$$\text{Re}_{\text{кр}} = 30 \left(1 + \sqrt{1 + \text{He}/45} \right). \quad (14)$$

Для расчета скорости витания при $\text{Re} \leq \text{Re}_{\text{кр}}$ рекомендуется формула (11); при $\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}}$ — формула (8). При $\tau_0 = 0$ по формуле (14) для вязкой жидкости получаем

$$\text{Re}_{\text{кр}} = 60. \quad (15)$$

Формулы (8) и (11) удобны для расчетов, когда заранее известно условие обтекания, т.е. известно Re . Однако при вычислении скорости витания нельзя сразу определить число Рейнольдса, так как в него также входит неизвестная скорость витания. Преобразуя формулу (7), которая справедлива для вычисления скорости витания в любой жидкости, и подставляя в нее

$$v_{\text{в}} = \frac{\text{Re} \mu}{d_{\text{ч}} \rho}, \quad (16)$$

получаем

$$C_w \text{Re}^2 = \frac{4}{3} \text{Ar}, \quad (17)$$

где Ar — безразмерный комплекс — число Архимеда,

$$Ar = \frac{d_{\text{ч}}^3 g}{\mu^2} \rho_{\text{ж}} (\rho_{\text{ч}} - \rho_{\text{ж}}). \quad (18)$$

Подставляя (16) в (17), находим для вязкой жидкости

$$Re = Ar / 18, \quad (19)$$

а для вязкопластической жидкости

$$Re = Ar / 18 - He / 3. \quad (20)$$

Введем критическое число Архимеда. Если в (19) и (20) подставить значения $Re_{\text{кр}} = 60$ и $Re_{\text{кр}}$, по формуле (14), то получим критические значения числа Архимеда:

для вязкой жидкости

$$Ar_{\text{кр}} = 1080; \quad (21)$$

для вязкопластической жидкости

$$Ar_{\text{кр}} = 18(Re_{\text{кр}} + He / 3). \quad (22)$$

В практических примерах скорость витания следует вычислять следующим образом: определить $He, Re_{\text{кр}}, Ar_{\text{кр}}$ и Ar и сравнить $Ar_{\text{кр}}$ и Ar .

Если $Ar < Ar_{\text{кр}}$, то скорость витания можно вычислить по формуле (16) с использованием (20); если же $Ar > Ar_{\text{кр}}$, то вместо (20) надо использовать формулу (17), приняв $C_w = 0,4$.

При роторном бурении вынос породы осуществляется при вращающейся колонне труб, поэтому частичка шлама имеет не только вертикальную составляющую скорости обтекания, но и горизонтальную. При этом экспериментально установлено, что условия выноса шлама улучшаются.

При выборе расхода промывочного агента, необходимого для выноса шлама из кольцевого пространства, требуется задать скорость потока, превышающую скорость витания, т.е. чтобы скорость частицы $v_{\text{ч}}$ была больше нуля. На основании практических данных эту скорость принимают равной 20—30% скорости витания:

$$v_{\text{ч}} = (0,2 \div 0,3) v_{\text{в}}.$$

При бурении шарошечными долотами пород, способных к хрупкому разрушению, в основном образуются частицы с эквивалентным диаметром менее 10 мм. Поэтому в этих формулах диаметр выносимой частицы $d_{\text{ч}} = 0,01$ м. Частички с меньшим диаметром будут легко выноситься, а с большим диаметром (их всего несколько процентов) —

повторно измельчаться долотом. Очень часто рассчитывают скорость v_q , используя формулу (8) и заранее предполагая, что $Re > 60$.

Исходя из специфики опыта бурения в каждом районе, скорость v_n выбирают в пределах 0,4—1,4 м/с. Ближе к нижней границе значения получаются при использовании утяжеленных глинистых растворов с повышенными реологическими свойствами. При применении технической воды и других жидкостей с пониженными реологическими свойствами, особенно при разбурировании глинистых пород для устранения сальникообразования, скорости v_n повышают.

Расход жидкости в кольцевом пространстве, требуемый для выноса шлама, рассчитывается по формуле

$$Q = v_n F_k,$$

где F_k — площадь поперечного сечения кольцевого пространства.

Практическое занятие 2

УСТАНОВИВШЕЕСЯ ТЕЧЕНИЕ ВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКОЙ ЖИДКОСТИ В ЭЛЕМЕНТАХ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ СКВАЖИНЫ

Рассмотрим расчет давлений при ламинарном течении вязкопластических жидкостей в круговых щелях, трубах и концентрических кольцевых каналах

Круговая щель

Задача состоит в нахождении связи между перепадом давления $\Delta p = |p_c - p_k|$ и расходом $Q = vF$, где v — средняя скорость течения через цилиндрическую поверхность $F = 2\pi rH$ (рис. 2.) при ламинарном течении ВПЖ (называют также структурным из-за своеобразного распределения скоростей, обусловленного наличием ядра течения, движущегося с постоянной скоростью w_0). Для нахождения формулы требуется решить систему уравнений сплошности и состояния в области между стенками щели и ядром

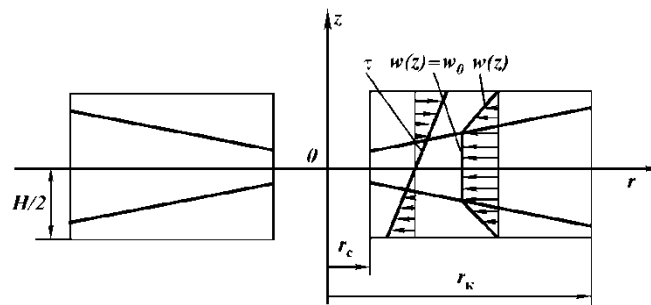
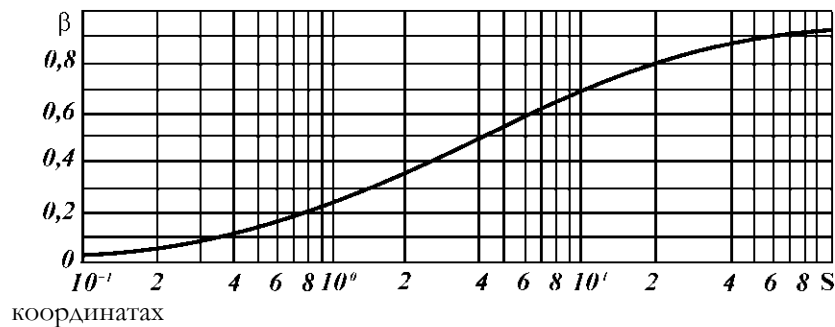


Рис. 2. Эпюры скоростей и напряжений в ламинарном радиальном потоке ВПЖ в круговой щели

Рис. 3. График зависимости $\beta = \beta(S)$ для круговой щели в полулогарифмических



течения диаметром H_0 , т.е. при следующих граничных условиях:

$$w = 0 \text{ при } z = \pm H/2;$$

$$\frac{dw}{dz} = 0 \text{ при } z = \pm H_0/2;$$

$$w = w_0 \text{ при } -H_0/2 \leq z \leq H_0/2.$$

Реологическое уравнение для ВПЖ имеет вид

$$\tau = \pm \tau_0 + \eta \frac{dw}{dz}. \quad (23)$$

Для такой формулировки задачи получена формула, позволяющая определить перепад давления, предварительно вычислив число Сен-Венана S при $r = r_k$ и найдя β из рис. 3.:

$$\Delta p = |p_c - p_k| = \frac{2\tau_0 r_k}{H|\beta|} \ln \frac{r_k}{r_c}. \quad (24)$$

Число Сен-Венана

$$S = \frac{\pi r H^2 \tau_0}{\eta |Q|}.$$

Можно учесть перепад давлений за счет инерционных сил в общем перепаде давлений, если принять, что последний приближенно равен сумме перепадов

$$\Delta p = \Delta p_t \pm \Delta p_n,$$

где Δp_t — потери на трение, вычисляемые по формуле (24); Δp_n — инерционные потери, определяемые по формуле. При Δp_n знак плюс берется при проявлении и минус при поглощении.

Течение в трубах

В этом случае (рис. 4.), так же как и в предыдущем, течение имеет ядро радиуса R_0 , движущееся со скоростью w_0 . Для нахождения перепада давления пренебрегают членами, учитывающими силы инерции и тяжести, и решают систему уравнений в области между стенкой трубы и ядром при следующих граничных условиях:

$$w = 0 \text{ при } r = R = d_c / 2;$$

$$w = w_0 = \text{const при } 0 \leq r \leq R_0;$$

$$\frac{dw}{dr} = 0 \text{ при } r = R_0.$$

Реологическое уравнение для ВПЖ в трубах при $\frac{dw}{dr} < 0$ имеет вид

$$\tau = -\tau_0 + \eta \frac{dw}{dr} \text{ при } r \geq R_0.$$

(25)

В результате аналитического решения задачи получают известную формулу Букингама для расхода жидкости, из которой выводят формулу для перепада давления в трубе:

$$\Delta p = 2\tau_0 L / (R\beta),$$

или, вводя значение диаметра $d_c = 2R$,

$$\Delta p = \frac{4\tau_0 L}{d_c \beta}. \quad (26)$$

По формуле (26) определяют перепад давления Δp (потери на трение) при движении ВПЖ в трубах. Для этого следует вычислить число S , а по его значению

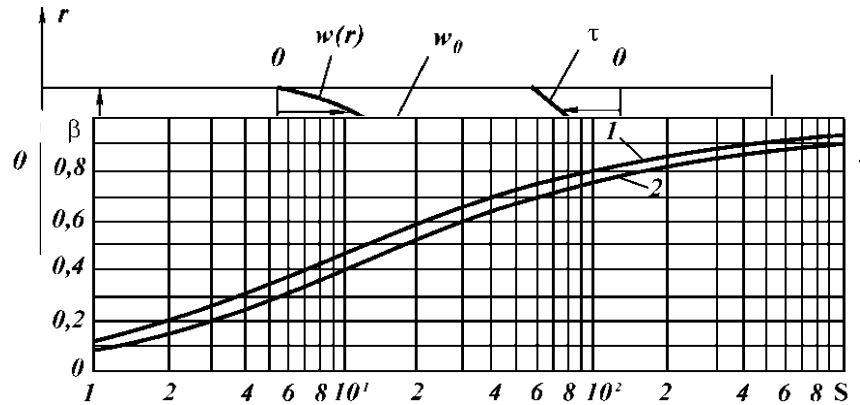


Рис. 4. Эпюры скоростей и напряжений в ламинарном потоке ВПЖ в трубе

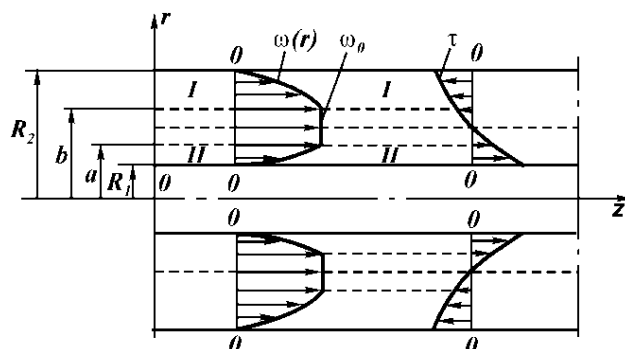
Рис. 5. Графики зависимости $\beta = \beta(S)$ для круговых (1) и кольцевых (2) каналов ВПЖ в трубах. Для этого следует вычислить число S , а по его значению определить по кривой 1 (рис. 5.) величину β и затем по формуле (26) найти искомый перепад давления Δp :

$$S = \frac{\tau_0 d_c F}{\eta Q}. \quad (27)$$

Течение в кольцевом концентричном канале

При течениях ВПЖ в концентричном кольцевом пространстве, так же как и в трубах, образуется ядро, которое имеет форму полого цилиндра с площадью поперечного сечения $\pi(b^2 - a^2)$, боковой поверхностью $2\pi(a+b)L$ и движется со скоростью w_0 (рис. 6.). Это ядро разделяет все течение на два градиентных слоя: I, где производная $\partial w / \partial r < 0$,

Рис. 6. Эпюры скоростей и напряжений в ламинарном потоке ВПЖ в



кольцевом канале и II, где производная $\partial w / \partial r > 0$,. В связи с этим решают систему уравнений при нахождении профиля скоростей w для каждого слоя отдельно, так как реологическое уравнение имеет свой вид для каждого слоя:

для I слоя

$$\tau = -\tau_0 + \eta \frac{dw}{dr}; \quad (28)$$

для II слоя

$$\tau = \tau_0 + \eta \frac{dw}{dr}. \quad (29)$$

Условие равновесия сил, действующих на ядро, записывается следующим образом:

$$\pi(b^2 - a^2)\Delta p = 2\pi\tau_0(a + b)L.$$

Граничные условия при отсутствии скольжения по стенкам кольцевого пространства имеют вид:

$$w = 0 \text{ при } r = R_1;$$

$$w = 0 \text{ при } r = R_2.$$

Так как ядро движется с постоянной скоростью w_0 , то значения распределений скоростей в градиентных слоях на границах с ядром будут $w = w_0$ при $a \leq r \leq b$.

Кроме того, должно выполняться условие

$$\frac{dw}{dr} = 0 \text{ при } r = a \text{ и } r = b.$$

Решая систему дифференциальных уравнений для приведенной модели, получают формулу для определения перепада давления в кольцевом канале:

$$\Delta p = \frac{4\tau_0 L}{\beta(d_c - d_n)}; \quad (30)$$

$$S = \frac{\tau_0(d_c - d_n)F_k}{\eta Q}. \quad (31)$$

Коэффициент β (см. рис. 5), предварительно вычислив число S , находят по известному расходу, реологическим τ_0 , η и геометрическим d_c , d_n данным.

Графический метод расчета вручную потерь давления при течении ВПЖ в трубах и кольцевых каналах разработан К.Х. Гродде.

Практическое занятие 3

МЕСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ СКВАЖИНЫ

Исходные данные к расчету гидравлических сопротивлений в трубах и кольцевом пространстве скважины.

Местные гидравлические сопротивления создают элементы циркуляционной системы с переменной формой и размерами каналов, в которых изменяются скорости потока, образуются крупные вихри и возвратные течения. Такими элементами являются: ведущая труба, вертлюг, буровой рукав, стояк, замковые соединения, муфты, переводники, долота, центраторы, расширители и т.д.

Как показывают опыты, перепад давления Δp в этих элементах можно определять независимо от его относительной длины по формуле

$$\Delta p = \alpha \rho Q^2, \quad (32)$$

где α — коэффициент гидравлических сопротивлений, который для каждого элемента в первом приближении можно принять постоянным. Наибольшее значение коэффициент α имеет в забойных гидравлических двигателях, гидромониторных долотах и замковых соединениях типа ЗН. Лишь для немногих простейших моделей местных сопротивлений, например внезапного расширения трубы, коэффициент α можно определить теоретически. Обычно его находят экспериментальным путем.

Коэффициент α наземной обвязки циркуляционной системы находится по формуле

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_{ш} + \alpha_b + \alpha_k, \quad (33)$$

где α_c , $\alpha_{ш}$, α_b , α_k — коэффициенты сопротивлений элементов обвязки, определяемые по данным ВНИИБТ (табл. 1).

Таблица 1

Элемент обвязки	Условный размер, мм	Диаметр проходного сечения, мм	Обозначение в формуле (1.40)	$\alpha \cdot 10^{-5}, м^{-4}$
Стояк	114	—	α_c	3,4
	140	—		1,1
	168	—		0,4
Буровой рукав		76	$\alpha_{ш}$	1,2
		80		0,93
		90		0,52
		102		0,3

Вертлюг		75	α_B	0,9
		80		0,7
		90		0,44
		100		0,3
Ведущая труба (квадрат)	112	74	α_K	1,8
	140	85		0,9
	155	100		0,4

Ввиду переменной геометрии каналов турбобуры можно считать одним из местных сопротивлений и перепад давления в них также вычислять по формуле (32) при

$$\alpha = \frac{\Delta p_{\text{тн}}}{\rho_c Q_{\text{тн}}^2}, \quad (34)$$

где $\Delta p_{\text{тн}}$ — перепад давления в турбобуре при номинальном режиме его работы на жидкости с известной подачей $Q_{\text{тн}}$ и плотностью (по паспортным данным конкретного турбобура) ρ_c .

Для геометрически подобных сопротивлений, в частности отверстий долот, каналов замковых соединений и муфт одинаковых типов, при расчетах формулу (32) удобнее представить в традиционном виде:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (35)$$

где $\xi = 2\alpha F^2$ — коэффициент сопротивления; F , v — характерная площадь сечения канала и средняя скорость в нем соответственно.

В каналах замковых соединений в качестве характерной величины принимают площадь поперечного сечения канала труб

$$F = \pi d_B^2 / 4, \quad (36)$$

где d_B — внутренний диаметр бурильных труб.

Опытные данные показывают, что среднее значение ξ для каналов замков типа ЗН можно принять равным 7,66, а для замков типа ЗШ $\xi = 1,52$.

Диаметр каналов замков типа ЗУ и приваренных замков мало отличается от внутреннего диаметра бурильных труб, поэтому потери давления в них незначительны и в расчетах обычно не учитываются.

Для определения перепада давления от местных сопротивлений (муфт, замков и т.п.) в кольцевом пространстве также применяется формула (32), в которой в качестве характерной берется площадь поперечного сечения кольцевого канала между трубами и стенкой скважины

$$F = \pi (d_c^2 - d_B^2) / 4, \quad (37)$$

где d_c — диаметр скважины; d_n — наружный диаметр труб.

При этом коэффициент ξ вычисляют по формуле

$$\xi = 2 \left(\frac{d_c^2 - d_n^2}{d_c^2 - d_m^2} - 1 \right)^2, \quad (38)$$

где d_m — максимальный наружный диаметр муфты или замкового соединения.

Для расчета суммарных потерь давления от всех замков или муфт данного типоразмера в колонне нужно перепад давления, выраженный формулой (32), умножить на число замков или муфт.

Для расчета перепада давлений в долоте также пользуются формулой (32), в которой в качестве характерной площади берется суммарная площадь поперечного сечения насадок или промывочных отверстий долота; $\xi = 1/\mu^2$, (μ — опытный коэффициент расхода, зависящий от формы отверстия, физических свойств жидкости и давления, при котором происходит истечение).

На основании многочисленных экспериментов установлено, что коэффициент расхода примерно равен 0,62 для отверстия в тонкой стенке; 0,82 для цилиндрической насадки; 0,945 для конической сходящейся насадки (с углом конусности 13°); 0,98 для коноидальной насадки. Ниже приведены коэффициенты расхода для характерных форм насадок буровых долот, по данным Б.С. Филатова:

Цилиндрические сверления с остроугольными кромками.....	0,64 — 0,66
Сверления с коническим входом.....	0,8 — 0,9
У-образная щель.....	0,7 — 0,75
Насадки с округлым входом и конусностью (гидромониторные).....	0,9—0,95

С помощью показателя, подобного коэффициенту можно охарактеризовать полное гидравлическое сопротивление всего долота любого типоразмера. Для этого при экспериментальном определении коэффициента μ следует измерять потери давления не в одних лишь насадках, а во всем долоте, т.е. в канале, составленном из насадок и внутренней полости долота.

Точность гидравлического расчета процесса промывки скважины зависит в первую очередь от достоверности исходной информации.

Некоторые исходные данные к расчету могут быть определены приближенно. К таким данным относятся: диаметр необсаженного ствола скважины, реологические свойства промывочной жидкости, шероховатость стенок труб и скважины и т.д. Поэтому при расчете следует пользоваться оценками, позволяющими удовлетворить всем технологическим и геологическим условиям бурения. Так, оценкой снизу для гидродинамического давления в кольцевом пространстве скважины, исходя из условий создания противодействия на продуктивные пласты, является гидростатическое давление

столба промывочной жидкости. Для оценки сверху распределения давлений, исходя из условия недопущения гидроразрыва (поглощения) пластов, и при определении давления в насосе целесообразно применять расчетные соотношения и исходные данные, дающие несколько завышенные значения перепада (потерь) давления в различных элементах циркуляционной системы.

При определении расхода промывочной жидкости, обеспечивающего очистку забоя и транспорт шлама в кольцевом пространстве, необходимо знать среднюю скорость течения жидкости в затрубном пространстве v_k , обеспечивающую вынос выбуренной породы из скважины. При промывке первых скважин на площади скорость v_k выбирают по расчету. По мере разбуривания площади и накопления опыта значение v_k может уточняться с учетом других факторов (тип разбуриваемых пород, способ бурения, конструкция долот и т.п.).

По известному v_k определяется расход промывочной жидкости, необходимый для выноса шлама:

$$Q = \frac{\pi d_c^2 - d_n^2}{4} v_k, \quad (39)$$

где d_c — диаметр скважины, м; d_n — минимальный наружный диаметр труб бурильной колонны, м.

Полученное значение Q уточняется проверкой условия, обеспечивающего очистку забоя от шлама:

$$Q \geq \frac{\pi d_c^2}{4} a, \quad (40)$$

где $a = 0,35 \div 0,5$ м/с при роторном способе и электробурении; $a = 0,5 \div 0,7$ м/с при бурении гидравлическими забойными двигателями.

При выборе диаметра цилиндрических втулок насоса значение Q подбирают, ориентируясь на вынос шлама, а диаметры цилиндрических втулок бурового насоса окончательно выбирают из справочных таблиц. Суммарную подачу насосов определяют по формуле

$$Q = mnQ_n,$$

где m — коэффициент заполнения; Q_n — подача насоса при данном диаметре втулок, м³/с; n — число насосов.

Коэффициент m выбирается в зависимости от условий всасывания жидкостей. При наличии подпора на всасывание $m = 1$. Если всасывание осуществляется из емкостей в грунте, то при промывке водой $m = 0,9$ и глинистым раствором $m = 0,8$.

При выборе плотности промывочной жидкости, применяемой при разбуривании заданного интервала, необходимо учитывать следующие два условия: создание противодействия, препятствующего притоку в скважину пластовых флюидов, предотвращение гидроразрыва.

Первое условие имеет вид

$$\rho = \min \left\{ \frac{k_p p_{пл}}{gL_k}, \frac{p_{пл} + \Delta p_p}{g} L_k \right\}, \quad (41)$$

где ρ — плотность промывочной жидкости, кг/м^3 ; $p_{пл}$ — пластовое давление, Па; g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; L_k — глубина залегания кровли пласта с максимальным градиентом пластового давления, м; k_p — коэффициент резерва.

Согласно существующим правилам рекомендуются следующие значения k_p и Δp_p :

$$k_p = 1,1; \Delta p_p = 1,5 \text{ МПа при } L_k \leq 1200 \text{ м;}$$

$$k_p = 1,05; \Delta p_p = (2,5 \text{ МПа при } L_k \leq 1200 \text{ м;}$$

Рассчитанную по формуле (41) плотность ρ необходимо проверить на соответствие второму условию, из которого следует, что давление промывочной жидкости в затрубном пространстве против каждого пласта должно быть меньше давления гидроразрыва данного пласта. Второе условие записывается следующим образом:

$$\rho < \frac{p_r - \sum(\Delta p_{кп}) - (1 - \varphi) \rho_{ш} g L_{п}}{\varphi g L_{п}}, \quad (42)$$

где $\varphi = \frac{Q}{(\pi v_m d_c^2 / 4) + Q}$ — содержание жидкости в шламожидкостном потоке без учета

относительных скоростей; p_r — давление гидроразрыва (поглощения) пласта, Па;

$\sum(\Delta p_{кп})$ — потери давления при движении промывочной жидкости в затрубном пространстве на пути от подошвы рассматриваемого пласта до устья скважины, Па; $\rho_{ш}$ —

плотность шлама, кг/м^3 ; $L_{п}$ — глубина залегания подошвы рассматриваемого пласта, м;

v_m — механическая скорость бурения, м/с.

Поскольку значения $\sum(\Delta p_{\text{кп}})$ и φ зависят от расхода промывочной жидкости, то проверить второе условие можно только после установления подачи насосов.

При выборе турбобура расход промывочной жидкости Q , кроме очистки забоя и выноса шлама, должен обеспечить работу турбобура с заданным для разрушения породы моментом M_p . Поэтому необходимо по справочнику подобрать такой тип турбобура, который удовлетворяет следующим условиям: диаметр корпуса меньше диаметра долота более чем на 10 мм; расход жидкости при номинальном режиме работы $Q_{\text{тн}}$ близок к принятой подаче насоса; крутящий момент M_t не менее чем на 20 % больше заданного M_p , необходимого для разрушения породы.

Крутящий момент турбобура при работе на жидкости плотностью ρ и подаче насоса Q определяется из соотношения

$$M_t = M_{\text{тн}} \frac{\rho Q^2}{\rho_c Q_{\text{тн}}^2}, \quad (43)$$

где $M_{\text{тн}}$, ρ_c , $Q_{\text{тн}}$ — соответственно тормозной момент на валу турбобура, плотность и расход жидкости при номинальном режиме его работы.

Практическое занятие 4

УСТАНОВИВШЕЕСЯ ТЕЧЕНИЕ ГАЗА И ГАЗОШЛАМОВОЙ СМЕСИ В ЭЛЕМЕНТАХ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ СКВАЖИНЫ

При бурении скважины с продувкой газом, при газовом фонтане, при равновесном бурении определение давления в циркуляционной системе скважины и выбор компрессоров становятся необходимой инженерной задачей.

Распределение давлений в восходящем потоке газа и газошламовой смеси в кольцевом канале скважины

Движение газошламовой смеси в кольцевом канале скважины имеет место при бурении с продувкой. Это двухфазное течение: первая фаза — шлам, вторая — газ. В этом случае одномерного установившегося двухфазного течения система уравнений примет вид: уравнение движения

$$\frac{dp}{dz} = g \cos \alpha [\rho_{\text{ш}} \varphi + \rho(1 - \varphi)] \pm \frac{\lambda_c}{2d_r} [\rho_{\text{ш}} v_{\text{ш}}^2 \varphi + \rho v^2 (1 - \varphi)] - \rho_{\text{ш}} v_{\text{ш}} \varphi \frac{dv_{\text{ш}}}{dz} - \rho(1 - \varphi) v \frac{dv}{dz}; \quad (44)$$

уравнения сплошности

$$\begin{aligned} \varphi F \rho_{\text{ш}} v_{\text{ш}} &= Q_{\text{ш}} \rho_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} = \text{const}; \\ (1 - \varphi) \varphi F \rho v &= Q \rho = m = \text{const}; \end{aligned} \quad (45)$$

термодинамическое уравнение

$$p = \rho R T \bar{z}, \quad (46)$$

здесь z — текущая глубина скважины с началом отсчета на устье; $p(z)$ — текущее давление; g — ускорение свободного падения; α — угол между осью z и направлением силы тяжести; $Q_{\text{ш}}, Q, \rho_{\text{ш}}, \rho, v_{\text{ш}}, v$ — объемный расход, плотность, скорость шлама и газа соответственно; φ — объемная концентрация шлама; d_c, d_n — наружный и внутренний диаметры кольцевого пространства; F — площадь поперечного сечения кольцевого пространства; R — газовая постоянная; T — абсолютная температура; λ_c — коэффициент гидравлических сопротивлений; $\bar{z}$ — коэффициент сверхсжимаемости.

При рассмотрении системы (65) — (67) считают, что $\bar{z} = \text{const}$, $T = \text{const}$. Для выбора параметров $\bar{z}$ и T можно рекомендовать методику, используемую при исследовании газовых скважин. Для расчета коэффициентов гидравлических сопротивлений в кольцевом канале λ_c пользуются формулой (1.58), в которой Re определяют для потока газа без учета шлама.

Для кольцевого пространства число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v p d_r}{\mu} = \frac{Q p d_r}{F(1-\phi)\mu}.$$

В дальнейшем, считая $\phi \ll 1$, вычисляют Re по формуле $\text{Re} = Q p d_r / (F\mu)$.

При F, d_r, μ, Re постоянных, следовательно, и $\lambda_c = \text{const}$.

При рассмотрении движения газошламовой смеси в кольцевом пространстве пренебрегают инерционными членами и считают, что проскальзывание между шламом и газом отсутствует, т.е. $v_{\text{ш}} = v$ и режим течения — турбулентный. Тогда $\phi = Q_{\text{ш}} / (Q + Q_{\text{ш}})$, т.е. истинная концентрация ϕ равна исходной β .

Уравнения (44), (45) и (46) в этом случае преобразуют к виду:

$$\frac{dp}{dz} = g \cos \alpha (\rho_{\text{ш}} \beta + \rho(1-\beta)) + \frac{\lambda_c}{2d_r} (\rho_{\text{ш}} v_{\text{ш}}^2 \phi + \rho v^2 (1-\beta)); \quad (47)$$

$$\beta F \rho_{\text{ш}} v_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}; (1-\beta) F \rho v = m; \quad (48)$$

$$\beta = Q_{\text{ш}} / (Q + Q_{\text{ш}}); \quad (49)$$

$$\lambda_c = \text{const}. \quad (50)$$

Из (69) и (70) следует, что $v = v_{\text{ш}} = (Q_{\text{ш}} + Q) / F$. Подставляя выражения для $\beta, v, v_{\text{ш}}$ (68) и приводя полученное уравнение к безразмерному виду, с учетом (47) получают

$$\frac{d\bar{p}}{d\xi} = \frac{(1+\eta)\bar{p}}{1+\eta\bar{p}} \cos \alpha + \frac{K_1^2 (1+\eta)(1+\eta\bar{p})}{\bar{p}}, \quad (51)$$

где $\bar{p} = p / (\bar{z} p_0 R T)$ — безразмерное давление; $\xi = \frac{z}{R T z}$ — безразмерная координата;

$\eta = Q_{\text{ш}} \rho_{\text{ш}} / (Q \rho) = m_{\text{ш}} / m$ — массовый коэффициент зашламленности;

$$K_1^2 = \frac{(Q \rho)^2 \lambda_c}{2(F \rho_{\text{ш}})^2 d_r g}.$$

Интегрируя уравнение (72), с учетом условия $\bar{p}(0) = \bar{p}_0$ получают

$$\begin{aligned} & \frac{1-K_2^2 \eta^2}{2(1+K_2^2 \eta^2)^2} \ln \frac{\bar{p}^2 + K_2^2 (1+\eta\bar{p})^2}{\bar{p}_0^2 + K_2^2 (1+\eta\bar{p}_0)^2} - \frac{2K_2 \eta}{(1+K_2^2 \eta^2)^2} \left[\arctg \frac{(1+K_2^2 \eta^2)\bar{p} + \eta K_2^2}{K^2} - \right. \\ & \left. - \arctg \frac{(1+K_2^2 \eta^2)\bar{p}_0 + \eta K_2^2}{K_2} \right] + \frac{\eta}{1+K_2^2 \eta^2} (\bar{p} - \bar{p}_0) = (1+\eta) \xi \cos \alpha, \end{aligned} \quad (52)$$

где

$$K_2^2 = K_1^2 / \cos \alpha.$$

Из (73) при заданном $\bar{p}$ легко определить ξ . Нахождение $\bar{p}$ при заданном ξ требует решения трансцендентного уравнения, что сложно, поэтому уравнение (51) решают приближенно. Заметим, что $\eta \bar{p} = Q_{\text{ш}} \rho_{\text{ш}} \rho / (Q \rho_{\text{ш}} \rho) = Q_{\text{ш}} / Q \ll 1$.

Пренебрегая в (72) $\eta \bar{p}$ по сравнению с единицей, получают

$$\frac{d\bar{p}}{d\xi} = \cos(\alpha)(1 + \eta) \bar{p} + \frac{K_1^2(1 + \eta)}{\bar{p}}. \quad (53)$$

Решением (74) при $\bar{p}(0) = \bar{p}_0$ будет

$$\bar{p} = \sqrt{\left(\bar{p}_0^2 + \frac{K_1^2}{\cos \alpha}\right) \exp(2\xi(1 + \eta)\cos \alpha) - \frac{K_1^2}{\cos \alpha}}. \quad (54)$$

Положив в (75) $\eta = 0$, получают распределение давлений в потоке чистого газа

$$\bar{p} = \sqrt{\left(\bar{p}_0^2 + \frac{K_1^2}{\cos \alpha}\right) \exp(2\xi \cos \alpha) - \frac{K_1^2}{\cos \alpha}}. \quad (55)$$

В случаях, когда рассматривается движение газа без шлама во всей циркуляционной системе, более естественно вычислять безразмерные параметры K_1 и $\bar{p}$, подставляя в них вместо плотности шлама $\rho_{\text{ш}}$ плотность газа в нормальных условиях.

Распределение давлений в нисходящем потоке газа в трубах

Уравнение для нисходящего потока газа легко получить из (51), полагая $\eta = 0$ и принимая во внимание, что член, учитывающий силы трения для нисходящего потока, имеет противоположный знак:

$$\frac{d\bar{p}}{d\xi} = -\bar{p} \cos \alpha - \frac{K_1^2}{\bar{p}}. \quad (56)$$

В этом уравнении параметр K_1 тот же, что и в (72), если заменить d_r на d , а λ_c вычислять по формуле (50).

Если для нисходящего потока давление $\bar{p}_0$ задано на некоторой глубине ξ_0 , т.е. $\bar{p}_0(\xi_0) = \bar{p}_0$, то решение уравнения (56) имеет вид:

$$\bar{p} = \sqrt{\left(\bar{p}_0^2 - \frac{K_1^2}{\cos \alpha}\right) \exp(-2(\xi_0 - \xi)\cos \alpha) + \frac{K_1^2}{\cos \alpha}}. \quad (57)$$

Из этого уравнения при $\xi = 0$, т.е. на устье скважины

$$\bar{p} = \sqrt{\left(\bar{p}_0^2 - \frac{K_1^2}{\cos\alpha}\right) \exp(-2\xi_0 \cos\alpha) + \frac{K_1^2}{\cos\alpha}}. \quad (58)$$

Статическое давление столба газа получают, полагая в (57) $\xi_0 = 0$, $K_1 = 0$.

$$\bar{p} = \bar{p}_0 e^{\xi \cos\alpha}, \quad (59)$$

или в размерном виде

$$p = p_0 \exp\left(\frac{z}{zRT} \cos\alpha\right). \quad (60)$$

При движении чистого газа ($\eta = 0$) в горизонтальной трубе ($\alpha = \pi/2$) из (51) имеем $d\bar{p}/d\xi = K_1^2/\bar{p}$.

Решением этого уравнения при $\bar{p}(0) = \bar{p}_0$ будет

$$\bar{p} = \sqrt{2K_1^2\xi + \bar{p}_0^2}. \quad (61)$$

Потери давления в насадках долот и замках внутри труб

Для вычисления давления p_0 над долотом по известному давлению на забое p_3 рассмотрим течение газа в насадках долот. Пусть v_0, ρ_0, T_0 и v, ρ, T, p — параметры на входе в долото перед насадкой и на срезе насадки. Будем считать, что при движении газа в насадках основную роль играют инерционные силы. Пренебрегая в уравнении (44) силами тяжести и трения и учитывая, что $\varphi = 0$, получают

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} + v \frac{dv}{dz} = 0. \quad (62)$$

Процесс истечения газа из насадок принимают адиабатическим:

$$p/p_0 = (\rho/\rho_0)^k, \quad (63)$$

где k — показатель адиабаты (для воздуха $k = 1,4$).

Подстановка (63) в (62) и последующее интегрирование дают

$$v^2 = \frac{2k}{(k-1)} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + v_0^2. \quad (64)$$

При $v_0 \ll v$ приближенно из (64) получают:

$$v = \sqrt{\frac{2kp_0}{(k-1)\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (65)$$

Из (45) следует, что массовый расход газа $m = Q\rho$. Тогда массовый расход через одну насадку $m_n = m/n$, где n — число насадок. Умножив обе части уравнения (65) на $\Phi\rho$, где Φ — площадь поперечного сечения насадки, получают

$$m_n = v\Phi\rho = \Phi \sqrt{\frac{2kp_0\rho^2}{(k-1)\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (66)$$

Так же, как при получении формулы для несжимаемой жидкости, вводят поправочный коэффициент μ (коэффициент расхода) и окончательно получают

$$m_n = \mu\Phi \sqrt{\frac{2kp_0\rho^2}{(k-1)\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (67)$$

Скорость звука

$$a_3 = \sqrt{\partial p / \partial \rho}. \quad (68)$$

Звуковое течение — это такое течение, скорость v которого в данном сечении равна скорости звука a_3 , т.е. $v = a_3$. Приравнивая выражения (65) и (68), получают

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (69)$$

Из опытов известно, что при режиме истечения $p = p_3$, а при звуковом $p > p_3$.

Таким образом, согласно (69), звуковой режим будет определяться неравенством

$$\frac{p_3}{p_0} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (70)$$

а дозвуковой режим —

$$\frac{p_3}{p_0} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (71)$$

Подставляя в (67) значение ρ из (63), p из (69) и учитывая, что $\rho_0 = p_0 / (RT_0 \bar{z})$, получают

$$p_0 = \frac{m_n \sqrt{zRT_0 g}}{\mu\Phi \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}. \quad (72)$$

Для дозвукового режима истечения в (66) подставляют значение p из (45), вместо

p подставляют p_3 , и, учитывая, что $p_0 = \frac{p_0}{RT_0 \bar{z} g}$, получают

$$p_0 = p_3 \left(\frac{1 + \sqrt{1 + 4a}}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (73)$$

где

$$a = \left(\frac{m_n}{\Phi p_{3\mu}} \right)^2 \frac{\bar{z} RT_0 g (k-1)}{2k}.$$

Формула (72) справедлива при условии (70), а формула (73) — при условии (71). Таким образом, по формулам (72) и (73) можно вычислить давление p_0 над входом в долото, если известно давление p_3 .

Для расчетов потерь давления в замках $\Delta p_{\text{зам}}$ внутри бурильных труб можно пользоваться формулами, справедливыми для несжимаемой жидкости:

$$\Delta p_{\text{зам}} = \xi \frac{8 p_c Q_c^2}{(\pi d_b^2)^2} n_3, \quad (74)$$

где d_b — внутренний диаметр бурильных труб; n_3 — число замков; p_c, Q_c — средние соответственно плотность и расход газа в бурильных трубах по глубине скважины. Так как $p_c = Q_c = m Q_c$, то

$$\Delta p_{\text{зам}} = \xi \frac{8 m Q_c}{(\pi d_b^2)^2} n_3. \quad (75)$$

В первом приближении Q_c можно вычислить по среднему давлению $p_c = (p_n + p_b)/2$, где p_n и p_b — давления в нижней и верхней частях бурильной колонны. Таким образом,

$$Q_c = m / p_c = m \bar{z} RT g / p_c = 2 m \bar{z} RT g / (p_n + p_b). \quad (76)$$

Окончательно

$$\Delta p_{\text{зам}} = \xi \frac{16 m^2 n_3}{(\pi d_b^2)^2} \frac{\bar{z} RT g}{(p_n + p_b)}. \quad (77)$$

Потерями давления от замков в кольцевом пространстве можно пренебречь.

Расчет подачи и давления компрессоров при бурении с продувкой

Для выбора характеристик компрессора, необходимо знать, какой расход газа нужен для очистки кольцевого канала от шлама и какое давление при этом будет на выкиде компрессора. Для оценки массового расхода газа m найдем отношение скорости витания частицы v_b к скорости газа:

$$\frac{v_b}{v} = \sqrt{\frac{4gd_{ш}}{3C_w}[(\rho_{ш}/\rho)-1]} \frac{F\rho(1-\varphi)}{m}. \quad (78)$$

Пренебрегая в (78) единицей по сравнению с $\rho_{ш}/\rho$ и φ по сравнению с единицей, получают

$$\bar{v} = v_b / v = c\sqrt{\bar{p}}, \quad (79)$$

где

$$c = \sqrt{\frac{4g}{3C_w}d_{ш}} \frac{F\rho_{ш}}{m}; \quad \bar{p} = \rho/\rho_{ш} = p/\bar{z}\rho_{ш}gRT.$$

Как видно из (100), отношение $v_b/v = \bar{v}$ с ростом давления повышается, поэтому худшие условия выноса шлама из кольцевого канала с постоянным поперечным сечением будут на забое. Для хорошей очистки кольцевого канала от шлама должно выполняться условие $v_{ч} \geq 0,2v_b$.

Условие $v - v_{ч} = v_b$ эквивалентно условию

$$v_b/v = c\sqrt{\bar{p}} \leq 1/1,2 = 0,83. \quad (80)$$

Если на забое $c\sqrt{\bar{p}} = 0,83$, то в остальных сечениях канала $c\sqrt{\bar{p}} < 0,83$, и условие (1.108) выполнено.

На практике площадь поперечного сечения кольцевого канала F часто изменяется с глубиной. Это связано с применением различных по диаметру долот, бурильных и утяжеленных бурильных труб и т.п. С изменением F будет изменяться и $\bar{v}$, поэтому неравенство (1.108) необходимо проверять в нижних сечениях участков кольцевого пространства с постоянным F . Если неравенство (1.108) выполняется везде, значит, заданный массовый расход газа достаточен для выноса частиц диаметром $d_{ш}$. В противном случае необходимо найти сечение, в котором $\bar{v}$ максимально, и увеличивать расход до тех пор, пока не выполнится условие (1.108) в этом сечении. При вычислении $\bar{v}$ надо пользоваться формулами (1.107) и (1.82).

Таким образом, для нахождения необходимого массового расхода следует решить уравнение

$$f(m) = \bar{v}(m) - 0,83 = 0. \quad (81)$$

Уравнение (81) можно решать методом хорд. Для этого выбирают расходы m_1 и m_2 такими, чтобы выполнялись неравенства $f(m_1) < 0$, $f(m_2) > 0$, и вычисляют m по формуле

$$m = m_1 - \frac{(m_2 - m_1) f(m_1)}{f(m_2) - f(m_1)}. \quad (82)$$

Если при этом $f(m) = 0$ или немного меньше, то m — искомый расход. В противном случае расчет по формуле (103) следует повторить. В качестве новых расходов m_1 и m_2 надо взять расход m и тот из расходов $m_i (i = 1, 2)$, с которым $f(m) f(m_i) < 0$.

После определения расхода m последовательно вычисляют давления на забое по формуле (54), над долотом по формулам (72) и (73), на устье по формулам (57) и (58), потери давления в замках буровых труб по формуле (75). Суммируя потери давления в замках и давление на устье, по формуле (61) определяют давление в конце обвязки, которое равно давлению на выкиде компрессора.

Практическое занятие 5

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

Общие потери давления Δp (в Па) при движении промывочной жидкости в элементах циркуляционной системы определяются из выражения

$$\Delta p = \sum(\Delta p_i) = \sum(\Delta p_{\text{тр}}) + \sum(\Delta p_{\text{кп}}) + \Delta p_{\text{мт}} + \Delta p_{\text{мк}} + \Delta p_0 + \Delta p_{\text{т}} + \Delta p_{\text{д}} + \Delta p_{\text{г}}, \quad (83)$$

где $\sum(\Delta p_{\text{тр}})$, $\sum(\Delta p_{\text{кп}})$ — потери давления на трение соответственно в трубах и кольцевом пространстве; $\Delta p_{\text{мт}}$, $\Delta p_{\text{мк}}$ — потери давления в местных сопротивлениях соответственно в трубах и кольцевом пространстве; Δp_0 — потери давления в наземной обвязке; $\Delta p_{\text{т}}$ — перепад давления в турбобуре; $\Delta p_{\text{д}}$ — потери давления в долоте; $\Delta p_{\text{г}}$ — разность между гидростатическими давлениями столбов жидкости в кольцевом пространстве и трубах.

Для расчета потерь давления на трение при движении промывочной жидкости без шлама в трубах и кольцевом канале необходимо определить режим течения, в зависимости от которого выбираются те или иные расчетные формулы. Для этого вычисляется значение критического числа Рейнольдса $Re_{\text{кр}}$ течения промывочной жидкости, при котором происходит переход от структурного режима к турбулентному. Это число для вязкопластических жидкостей определяется из соотношения

$$Re_{\text{кр}} = 2100 + 7,3He^{0,58}, \quad (84)$$

где $He = \rho d_{\eta}^2 \tau_0 / \eta^2$ — число Хедстрема; η — пластическая (динамическая) вязкость промывочной жидкости, Па·с; τ_0 — динамическое напряжение сдвига, Па.

При течении жидкости внутри бурильной колонны значение $d_{\text{г}}$ принимается равным внутреннему диаметру бурильных труб $d_{\text{т}}$. В затрубном пространстве $d_{\text{г}}$ определяется как разность между диаметром скважины $d_{\text{с}}$ и наружным диаметром бурильных труб $d_{\text{н}}$.

Если число Рейнольдса Re движения жидкости в трубах $Re_{\text{т}}$ или кольцевом пространстве $Re_{\text{кп}}$ больше вычисленного значения $Re_{\text{кр}}$, то режим течения турбулентный. В противном случае движение происходит при структурном режиме.

Значения $Re_{\text{т}}$ и $Re_{\text{кп}}$ определяются по формулам:

$$Re_{\text{т}} = \rho v_{\text{т}} d_{\text{т}} / \eta = 4\rho Q / \pi d_{\text{т}} \eta; \quad (85)$$

$$\text{Re}_{\text{кп}} = \frac{\rho v_{\text{кп}} (d_c - d_n)}{\eta} = \frac{4\rho Q}{\pi (d_c - d_n) \eta}, \quad (86)$$

где $v_t = 4Q / (\pi d_t^2)$, $v_{\text{кп}} = \frac{4Q}{\pi (d_c^2 - d_n^2)}$ — средняя скорость жидкости соответственно в трубах и кольцевом канале; α_t , α_n — соответственно внутренний и наружный диаметры секций бурильной колонны, состоящей из труб одного размера, м.

При турбулентном режиме течения потери давления по длине канала определяются по формуле Дарси — Вейсбаха:

внутри труб

$$\Delta p_t = \lambda_t \frac{\rho v_t^2}{2d_t} l = \lambda_t \frac{8\rho Q^2 l}{\pi^2 d_t^5}; \quad (87)$$

в кольцевом пространстве

$$\Delta p_{\text{кп}} = \lambda_{\text{кп}} \frac{\rho v_{\text{кп}}^2}{2(d_c - d_n)} l, \quad (88)$$

где l — длина секции бурильных труб одинакового диаметра d_t или d_n , м; λ_t , $\lambda_{\text{кп}}$ — коэффициенты гидравлического сопротивления трению в трубах и кольцевом пространстве. Их значения следует вычислять по формулам:

$$\lambda_t = 0,1 \left(\frac{1,46k}{d_t} + \frac{100}{\text{Re}_t} \right)^{0,25}; \quad (89)$$

$$\lambda_{\text{кп}} = 0,107 \left(\frac{1,46k}{d_c - d_n} + \frac{100}{\text{Re}_{\text{кп}}} \right)^{0,25}. \quad (90)$$

Шероховатость k для стенок трубного и обсаженных участков затрубного пространства принимают равной $3 \cdot 10^{-4}$ м, а для необсаженных участков затрубного пространства — $3 \cdot 10^{-3}$ м. Формулы (50) и (51) получены для турбулентных течений в трубах и кольцевых каналах вязкой жидкости. Будем их использовать и для турбулентных течений неньютоновских жидкостей, поскольку для них нет полностью подтвержденных экспериментально аналогичных формул. В случае структурного режима течений формулы для определения потерь давления по длине канала имеют вид:

$$\Delta p_t = \frac{4\tau_0 l}{\beta_t d_t}; \quad (91)$$

$$\Delta p_{\text{кп}} = \frac{4\tau_0 l}{\beta_{\text{кп}} (d_c - d_n)}, \quad (92)$$

где $\beta_T, \beta_{\text{кп}}$ — коэффициенты, значения которых можно определить по графику (см. рис. 5), предварительно вычислив число Сен-Венана для труб S_T или кольцевого пространства по формулам:

$$S_T = \frac{\tau_0 d_T}{\eta_T v_T} = \frac{\pi \tau_0 d_T^3}{4 \eta Q}; \quad (93)$$

$$S_{\text{кп}} = \frac{\tau_0 (d_c - d_n)}{\eta_T v_{\text{кп}}} = \frac{\pi \tau_0 (d_c - d_n)^2 (d_c + d_n)}{4 \eta Q}. \quad (94)$$

По формулам (50), (74) определяются потери давления в кольцевом канале между стенками скважины и турбобуром. При этом значениям d_n и l в формулах будут соответствовать наружный диаметр корпуса турбобура $d_{TТ}$ и его длина l_T . Местные потери давления от замков в кольцевом пространстве определяются из выражения

$$\Delta p_{\text{мк}} = \frac{l}{l_T} \left(\frac{d_c^2 - d_n^2}{d_c^2 - d_m^2} - 1 \right)^2 \rho v_{\text{кп}}^2, \quad (95)$$

где l_T — средняя длина трубы в данной секции бурильной колонны, м; d_m — наружный диаметр замкового соединения, м; l — длина секции бурильных труб одинакового размера, м.

Для секции бурильной колонны, состоящей из труб, имеющих внутреннюю высадку, вычисляются потери давления в местных сопротивлениях внутри труб по формуле

$$\Delta p_{\text{мт}} = \xi \frac{\rho v_T^2}{2} \frac{l}{l_T}. \quad (96)$$

Потери давления в наземной обвязке находят по формуле

$$\Delta p_0 = (\alpha_c + \alpha_{\text{ш}} + \alpha_{\text{в}} + \alpha_{\text{к}}) \rho Q^2, \quad (58)$$

где $\alpha_c, \alpha_{\text{ш}}, \alpha_{\text{в}}, \alpha_{\text{к}}$ — коэффициенты гидравлических сопротивлений различных элементов обвязки (см. табл. 1).

Перепад давления в турбобуре вычисляют исходя из кинематического подобия по формуле

$$\Delta p_T = \Delta p_{\text{тн}} \frac{\rho Q^2}{\rho_c Q_{\text{тн}}^2}, \quad (97)$$

где $\Delta p_{\text{тн}}$ — справочные данные турбобура при номинальном режиме его работы на жидкости известной плотности ρ_c .

Перепад Δp_r вычисляется по формуле $\Delta p_r = (1 - \varphi)(\rho_{\text{ш}} - \rho)gL$. При промывке без углубления, когда плотности раствора на входе и выходе скважины сравниваются, Δp_r равно нулю.

Определение потерь давления в долоте.

Выбор гидромониторных насадок

Резерв давления Δp_d , который может быть реализован в долоте, определяется как разность между давлением bp_n , развиваемым насосом (или насосами) при выбранном диаметре втулок, и суммой перечисленных выше потерь давления в элементах циркуляционной системы $\Delta p = \sum(\Delta p_i)$:

$$\Delta p_d = bp_n - \sum(\Delta p_i), \quad (98)$$

где b — коэффициент, равный 0,75 — 0,80 и учитывающий, что рабочее давление нагнетания насосов должно быть, согласно правилам ведения буровых работ, меньше паспортного на 20—25 %.

По значению Δp_d следует установить возможность использования гидромониторного эффекта при бурении данного интервала скважины. Для этого необходимо вычислить скорость движения жидкости в промывочных отверстиях долота v_d по формуле

$$v_d = \mu \sqrt{2\Delta p_d / \rho}, \quad (99)$$

где μ — коэффициент расхода, значение которого следует принимать равным 0,95. Если полученное исходя из резерва давления значение $v_d \geq 80$ м/с, то это означает, что рассматриваемый интервал можно бурить с использованием гидромониторных долот.

Следует иметь в виду, что перепад давления, срабатываемый в насадках гидромониторного долота, не должен превышать некоторого предельного значения $\Delta p_{кр}$, определяемого как возможностью запуска турбобура, так и прочностью конструктивных элементов долота. В настоящее время этот предел $\Delta p_{кр} = 7,85$ МПа. Поэтому по формуле (61) необходимо подобрать такие значения v_d и Δp_d , чтобы выполнялись условия

$$v_d \geq 80 \text{ м/с}; \Delta p_d < \Delta p_{кр}. \quad (100)$$

При выполнении условий (80) рассчитывается суммарная площадь насадок гидромониторного долота Φ по формуле

$$\Phi = (Q - Q_y) / v_d, \quad (101)$$

где $Q_y = \sqrt[n]{\frac{\Delta p_d}{k\rho}}$ — расход (утечки) промывочной жидкости через уплотнение вала

турбобура, м/с; k, n — опытные коэффициенты, характеризующие негерметичность уплотнения конкретного турбобура. Найдя Q_y необходимо проверить выполнение условий выноса шлама и очистки забоя. Если разность $Q - Q_y$ превышает значения расходов, вычисленные по формулам (39) и (40), то названные условия будут соблюдены.

Зависимость Q_y от Δp_d для каждого конкретного турбобура легко найти экспериментально. Приближенное значение Q_y можно определить по рис. 7 для турбобура 5ТСШ-195ТЛ.

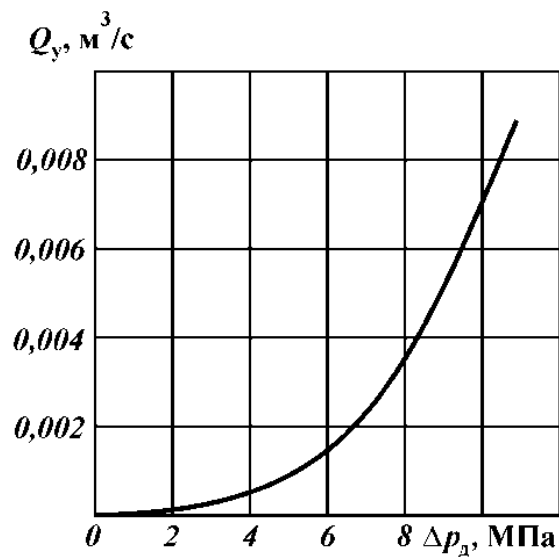


Рис. 7. Зависимость утечек жидкости через пяту-сальник турбобура от перепада давления в долоте

По значению Φ подбирают диаметры насадок гидромониторного долота.

Если для данного долота $v_d < 80$ м/с, то следует сделать вывод о том, что бурение данного интервала с использованием гидромониторного эффекта невозможно. В этом случае необходимо вычислить перепад давления в долоте по формуле

$$\Delta p_d = \rho v_d^2 / 2\mu^2. \quad (102)$$

Практическое занятие 6

УСТАНОВИВШЕЕСЯ ТЕЧЕНИЕ ГАЗА И ГАЗОШЛАМОВОЙ СМЕСИ В СКВАЖИНЕ

При бурении скважины с продувкой газом, при газовом фонтане, при равновесном бурении определение давления в циркуляционной системе скважины и выбор компрессоров становятся необходимой инженерной задачей.

Распределение давлений в восходящем потоке газа и газошламовой смеси в кольцевом канале скважины

Движение газосламовой смеси в кольцевом канале скважины имеет место при бурении с продувкой. Это двухфазное течение: первая фаза — шлам, вторая — газ. В этом случае одномерного установившегося двухфазного течения система уравнений примет вид: уравнение движения

$$\frac{dp}{dz} = g \cos \alpha [\rho_{\text{ш}} \varphi + \rho(1 - \varphi)] \pm \frac{\lambda_c}{2d_r} [\rho_{\text{ш}} v_{\text{ш}}^2 \varphi + \rho v^2 (1 - \varphi)] - \rho_{\text{ш}} v_{\text{ш}} \varphi \frac{dv_{\text{ш}}}{dz} - \rho(1 - \varphi) v \frac{dv}{dz}; \quad (103)$$

уравнения сплошности

$$\begin{aligned} \varphi F \rho_{\text{ш}} v_{\text{ш}} &= Q_{\text{ш}} \rho_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} = \text{const}; \\ (1 - \varphi) \varphi F \rho v &= Q \rho = m = \text{const}; \end{aligned} \quad (104)$$

термодинамическое уравнение

$$p = \rho R T \bar{z}, \quad (105)$$

здесь z — текущая глубина скважины с началом отсчета на устье; $p(z)$ — текущее давление; g — ускорение свободного падения; α — угол между осью z и направлением силы тяжести; $Q_{\text{ш}}, Q, \rho_{\text{ш}}, \rho, v_{\text{ш}}, v$ — объемный расход, плотность, скорость шлама и газа соответственно; φ — объемная концентрация шлама; d_c, d_n — наружный и внутренний диаметры кольцевого пространства; F — площадь поперечного сечения кольцевого пространства; R — газовая постоянная; T — абсолютная температура; λ_c — коэффициент гидравлических сопротивлений; $\bar{z}$ — коэффициент сверхсжимаемости.

При рассмотрении системы (65) — (67) считают, что $\bar{z} = \text{const}$, $T = \text{const}$. Для выбора параметров $\bar{z}$ и T можно рекомендовать методику, используемую при исследовании газовых скважин. Для расчета коэффициентов гидравлических сопротивлений в кольцевом канале λ_c пользуются формулой (1.58), в которой Re определяют для потока газа без учета шлама.

Для кольцевого пространства число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v p d_r}{\mu} = \frac{Q p d_r}{F(1-\phi)\mu}.$$

В дальнейшем, считая $\phi \ll 1$, вычисляют Re по формуле $\text{Re} = Q p d_r / (F\mu)$.

При F, d_r, μ, Re постоянных, следовательно, и $\lambda_c = \text{const}$.

При рассмотрении движения газошламовой смеси в кольцевом пространстве пренебрегают инерционными членами и считают, что проскальзывание между шламом и газом отсутствует, т.е. $v_{\text{ш}} = v$ и режим течения — турбулентный. Тогда $\phi = Q_{\text{ш}} / (Q + Q_{\text{ш}})$, т.е. истинная концентрация ϕ равна исходной β .

Уравнения (65), (66) и (67) в этом случае преобразуют к виду:

$$\frac{dp}{dz} = g \cos \alpha (\rho_{\text{ш}} \beta + \rho(1-\beta)) + \frac{\lambda_c}{2d_r} (\rho_{\text{ш}} v_{\text{ш}}^2 \phi + \rho v^2 (1-\beta)); \quad (106)$$

$$\beta F \rho_{\text{ш}} v_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}; (1-\beta) F \rho v = m; \quad (107)$$

$$\beta = Q_{\text{ш}} / (Q + Q_{\text{ш}}); \quad (108)$$

$$\lambda_c = \text{const}. \quad (109)$$

Из (69) и (70) следует, что $v = v_{\text{ш}} = (Q_{\text{ш}} + Q) / F$. Подставляя выражения для $\beta, v, v_{\text{ш}}$ (68) и приводя полученное уравнение к безразмерному виду, с учетом (67) получают

$$\frac{d\bar{p}}{d\xi} = \frac{(1+\eta)\bar{p}}{1+\eta\bar{p}} \cos \alpha + \frac{K_1^2 (1+\eta)(1+\eta\bar{p})}{\bar{p}}, \quad (110)$$

где $\bar{p} = p / (\bar{z} p_0 RT)$ — безразмерное давление; $\xi = \frac{z}{RT z}$ — безразмерная координата;

$\eta = Q_{\text{ш}} \rho_{\text{ш}} / (Q \rho) = m_{\text{ш}} / m$ — массовый коэффициент зашламленности;

$$K_1^2 = \frac{(Q \rho)^2 \lambda_c}{2(F \rho_{\text{ш}})^2 d_r g}.$$

Интегрируя уравнение (72), с учетом условия $\bar{p}(0) = \bar{p}_0$ получают

$$\begin{aligned} & \frac{1-K_2^2 \eta^2}{2(1+K_2^2 \eta^2)^2} \ln \frac{\bar{p}^2 + K_2^2 (1+\eta\bar{p})^2}{\bar{p}_0^2 + K_2^2 (1+\eta\bar{p}_0)^2} - \frac{2K_2 \eta}{(1+K_2^2 \eta^2)^2} \left[\arctg \frac{(1+K_2^2 \eta^2)\bar{p} + \eta K_2^2}{K^2} - \right. \\ & \left. - \arctg \frac{(1+K_2^2 \eta^2)\bar{p}_0 + \eta K_2^2}{K_2} \right] + \frac{\eta}{1+K_2^2 \eta^2} (\bar{p} - \bar{p}_0) = (1+\eta) \xi \cos \alpha, \end{aligned} \quad (111)$$

где

$$K_2^2 = K_1^2 / \cos \alpha.$$

Из (73) при заданном $\bar{p}$ легко определить ξ . Нахождение $\bar{p}$ при заданном ξ требует решения трансцендентного уравнения, что сложно, поэтому уравнение (72) решают приближенно. Заметим, что $\eta \bar{p} = Q_{\text{ш}} \rho_{\text{ш}} \rho / (Q \rho_{\text{ш}} \rho) = Q_{\text{ш}} / Q \ll 1$.

Пренебрегая в (72) $\eta \bar{p}$ по сравнению с единицей, получают

$$\frac{d\bar{p}}{d\xi} = \cos(\alpha)(1 + \eta) \bar{p} + \frac{K_1^2(1 + \eta)}{\bar{p}}. \quad (112)$$

Решением (74) при $\bar{p}(0) = \bar{p}_0$ будет

$$\bar{p} = \sqrt{\left(\bar{p}_0^2 + \frac{K_1^2}{\cos \alpha}\right) \exp(2\xi(1 + \eta)\cos \alpha) - \frac{K_1^2}{\cos \alpha}}. \quad (113)$$

Положив в (75) $\eta = 0$, получают распределение давлений в потоке чистого газа

$$\bar{p} = \sqrt{\left(\bar{p}_0^2 + \frac{K_1^2}{\cos \alpha}\right) \exp(2\xi \cos \alpha) - \frac{K_1^2}{\cos \alpha}}. \quad (114)$$

В случаях, когда рассматривается движение газа без шлама во всей циркуляционной системе, более естественно вычислять безразмерные параметры K_1 и $\bar{p}$, подставляя в них вместо плотности шлама $\rho_{\text{ш}}$ плотность газа в нормальных условиях.

Распределение давлений в нисходящем потоке газа в трубах

Уравнение для нисходящего потока газа легко получить из (72), полагая $\eta = 0$ и принимая во внимание, что член, учитывающий силы трения для нисходящего потока, имеет противоположный знак:

$$\frac{d\bar{p}}{d\xi} = -\bar{p} \cos \alpha - \frac{K_1^2}{\bar{p}}. \quad (115)$$

В этом уравнении параметр K_1 тот же, что и в (72), если заменить d_r на d , а λ_c вычислять по формуле (50).

Если для нисходящего потока давление $\bar{p}_0$ задано на некоторой глубине ξ_0 , т.е. $\bar{p}_0(\xi_0) = \bar{p}_0$, то решение уравнения (77) имеет вид:

$$\bar{p} = \sqrt{\left(\bar{p}_0^2 - \frac{K_1^2}{\cos \alpha}\right) \exp(-2(\xi_0 - \xi)\cos \alpha) + \frac{K_1^2}{\cos \alpha}}. \quad (116)$$

Из этого уравнения при $\xi = 0$, т.е. на устье скважины

$$\bar{p} = \sqrt{\left(\bar{p}_0^2 - \frac{K_1^2}{\cos\alpha}\right) \exp(-2\xi_0 \cos\alpha) + \frac{K_1^2}{\cos\alpha}}. \quad (117)$$

Статическое давление столба газа получают, полагая в (78) $\xi_0 = 0$, $K_1 = 0$.

$$\bar{p} = \bar{p}_0 e^{\xi \cos\alpha}, \quad (118)$$

или в размерном виде

$$p = p_0 \exp\left(\frac{z}{zRT} \cos\alpha\right). \quad (119)$$

При движении чистого газа ($\eta = 0$) в горизонтальной трубе ($\alpha = \pi/2$) из (72) имеем $d\bar{p}/d\xi = K_1^2/\bar{p}$.

Решением этого уравнения при $\bar{p}(0) = \bar{p}_0$ будет

$$\bar{p} = \sqrt{2K_1^2\xi + \bar{p}_0^2}. \quad (120)$$

Потери давления в насадках долот и замках внутри труб

Для вычисления давления p_0 над долотом по известному давлению на забое p_3 рассмотрим течение газа в насадках долот. Пусть v_0, ρ_0, T_0 и v, ρ, T, p — параметры на входе в долото перед насадкой и на срезе насадки. Будем считать, что при движении газа в насадках основную роль играют инерционные силы. Пренебрегая в уравнении (65) силами тяжести и трения и учитывая, что $\varphi = 0$, получают

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} + v \frac{dv}{dz} = 0. \quad (121)$$

Процесс истечения газа из насадок принимают адиабатическим:

$$p/p_0 = (\rho/\rho_0)^k, \quad (122)$$

где k — показатель адиабаты (для воздуха $k = 1,4$).

Подстановка (84) в (83) и последующее интегрирование дают

$$v^2 = \frac{2k}{(k-1)} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + v_0^2. \quad (123)$$

При $v_0 \ll v$ приближенно из (85) получают:

$$v = \sqrt{\frac{2kp_0}{(k-1)\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (124)$$

Из (66) следует, что массовый расход газа $m = Q\rho$. Тогда массовый расход через одну насадку $m_n = m/n$, где n — число насадок. Умножив обе части уравнения (86) на $\Phi\rho$, где Φ — площадь поперечного сечения насадки, получают

$$m_n = v\Phi\rho = \Phi \sqrt{\frac{2kp_0\rho^2}{(k-1)\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (125)$$

Так же, как при получении формулы для несжимаемой жидкости, вводят поправочный коэффициент μ (коэффициент расхода) и окончательно получают

$$m_n = \mu\Phi \sqrt{\frac{2kp_0\rho^2}{(k-1)\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (126)$$

Скорость звука

$$a_3 = \sqrt{\partial p / \partial \rho}. \quad (127)$$

Звуковое течение — это такое течение, скорость v которого в данном сечении равна скорости звука a_3 , т.е. $v = a_3$. Приравнивая выражения (86) и (89), получают

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (128)$$

Из опытов известно, что при режиме истечения $p = p_3$, а при звуковом $p > p_3$.

Таким образом, согласно (90), звуковой режим будет определяться неравенством

$$\frac{p_3}{p_0} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (129)$$

а дозвуковой режим —

$$\frac{p_3}{p_0} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (130)$$

Подставляя в (88) значение ρ из (84), p из (90) и учитывая, что $\rho_0 = p_0 / (RT_0 \bar{z})$, получают

$$p_0 = \frac{m_n \sqrt{zRT_0 g}}{\mu\Phi \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}. \quad (131)$$

Для дозвукового режима истечения в (87) подставляют значение p из (66), вместо

p подставляют p_3 , и, учитывая, что $p_0 = \frac{p_0}{RT_0 \bar{z} g}$, получают

$$p_0 = p_3 \left(\frac{1 + \sqrt{1 + 4a}}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (132)$$

где

$$a = \left(\frac{m_n}{\Phi p_{3,\mu}} \right)^2 \frac{\bar{z} RT_0 g (k-1)}{2k}.$$

Формула (93) справедлива при условии (91), а формула (94) — при условии (92). Таким образом, по формулам (93) и (94) можно вычислить давление p_0 над входом в долото, если известно давление p_3 .

Для расчетов потерь давления в замках $\Delta p_{\text{зам}}$ внутри бурильных труб можно пользоваться формулами, справедливыми для несжимаемой жидкости:

$$\Delta p_{\text{зам}} = \xi \frac{8 p_c Q_c^2}{(\pi d_B^2)^2} n_3, \quad (133)$$

где d_B — внутренний диаметр бурильных труб; n_3 — число замков; p_c, Q_c — средние соответственно плотность и расход газа в бурильных трубах по глубине скважины. Так как $p_c = Q_c = m Q_c$, то

$$\Delta p_{\text{зам}} = \xi \frac{8 m Q_c}{(\pi d_B^2)^2} n_3. \quad (134)$$

В первом приближении Q_c можно вычислить по среднему давлению $p_c = (p_H + p_B)/2$, где p_H и p_B — давления в нижней и верхней частях бурильной колонны. Таким образом,

$$Q_c = m / p_c = m \bar{z} RT g / p_c = 2 m \bar{z} RT g / (p_H + p_B). \quad (135)$$

Окончательно

$$\Delta p_{\text{зам}} = \xi \frac{16 m^2 n_3}{(\pi d_B^2)^2} \frac{\bar{z} RT g}{(p_H + p_B)}. \quad (136)$$

Потерями давления от замков в кольцевом пространстве можно пренебречь.

Расчет подачи и давления компрессоров при бурении с продувкой

Для выбора характеристик компрессора, необходимо знать, какой расход газа нужен для очистки кольцевого канала от шлама и какое давление при этом будет на выкиде компрессора. Для оценки массового расхода газа m найдем отношение скорости витания частицы v_b к скорости газа:

$$\frac{v_b}{v} = \sqrt{\frac{4gd_{ш}}{3C_w}[(\rho_{ш}/\rho)-1]} \frac{F\rho(1-\phi)}{m}. \quad (137)$$

Пренебрегая в (99) единицей по сравнению с $\rho_{ш}/\rho$ и ϕ по сравнению с единицей, получают

$$\bar{v} = v_b / v = c\sqrt{\bar{p}}, \quad (138)$$

где

$$c = \sqrt{\frac{4g}{3C_w}d_{ш}} \frac{F\rho_{ш}}{m}; \quad \bar{p} = \rho/\rho_{ш} = p/\bar{z}\rho_{ш}gRT.$$

Как видно из (100), отношение $v_b/v = \bar{v}$ с ростом давления повышается, поэтому худшие условия выноса шлама из кольцевого канала с постоянным поперечным сечением будут на забое. Для хорошей очистки кольцевого канала от шлама должно выполняться условие $v_{ч} \geq 0,2v_b$.

Условие $v - v_{ч} = v_b$ эквивалентно условию

$$v_b/v = c\sqrt{\bar{p}} \leq 1/1,2 = 0,83. \quad (139)$$

Если на забое $c\sqrt{\bar{p}} = 0,83$, то в остальных сечениях канала $c\sqrt{\bar{p}} < 0,83$, и условие (1.108) выполнено.

На практике площадь поперечного сечения кольцевого канала F часто изменяется с глубиной. Это связано с применением различных по диаметру долот, бурильных и утяжеленных бурильных труб и т.п. С изменением F будет изменяться и $\bar{v}$, поэтому неравенство (1.108) необходимо проверять в нижних сечениях участков кольцевого пространства с постоянным F . Если неравенство (1.108) выполняется везде, значит, заданный массовый расход газа достаточен для выноса частиц диаметром $d_{ш}$. В противном случае необходимо найти сечение, в котором $\bar{v}$ максимально, и увеличивать расход до тех пор, пока не выполнится условие (1.108) в этом сечении. При вычислении $\bar{v}$ надо пользоваться формулами (1.107) и (1.82).

Таким образом, для нахождения необходимого массового расхода следует решить уравнение

$$f(m) = \bar{v}(m) - 0,83 = 0. \quad (140)$$

Уравнение (102) можно решать методом хорд. Для этого выбирают расходы m_1 и m_2 такими, чтобы выполнялись неравенства $f(m_1) < 0, f(m_2) > 0$, и вычисляют m по формуле

$$m = m_1 - \frac{(m_2 - m_1) f(m_1)}{f(m_2) - f(m_1)}. \quad (141)$$

Если при этом $f(m) = 0$ или немного меньше, то m — искомый расход. В противном случае расчет по формуле (103) следует повторить. В качестве новых расходов m_1 и m_2 надо взять расход m и тот из расходов $m_i (i = 1, 2)$, с которым $f(m) f(m_i) < 0$.

После определения расхода m последовательно вычисляют давления на забое по формуле (75), над долотом по формулам (93) и (94), на устье по формулам (78) и (79), потери давления в замках буровых труб по формуле (96). Суммируя потери давления в замках и давление на устье, по формуле (82) определяют давление в конце обвязки, которое равно давлению на выкиде компрессора.

Практическое занятие 7

НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ ТЕЧЕНИЯ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ ПРИ СПУСКОПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЯХ

Спускоподъемные операции (СПО) колонн при различных технологических процессах сооружения скважин часто сопровождаются осложнениями (гидроразрывом вскрытых скважиной пород, поглощениями промывочной жидкости, обвалами, пластовыми флюидопроявлениями и т.д.). Эти осложнения в ряде случаев возникают из-за недопустимых гидродинамических давлений, вызванных движением колонн в жидкости, заполняющей скважину.

Во время СПО колонна обычно перемещается с переменной скоростью u_T . Схематично графики скорости и ускорения колонны в зависимости от времени t показаны на рис.1.15, где участок $0-t_1$ соответствует разгону колонны, участок t_1-t_2 — движению колонны с постоянной скоростью, участок t_2-t_3 — торможению колонны.

Спускоподъемные операции проводят с открытым и закрытым нижним концом колонны. При этом часто приходится рассчитывать распределение гидродинамического давления в трубном и затрубном пространствах, когда промывочную жидкость можно принимать несжимаемой. Для несжимаемой жидкости

$$\rho = \text{const}; \quad (156)$$

$$\frac{dv}{dz} = 0. \quad (157)$$

Для анализа распределения давления в скважине и влияния на его формирование гидравлических характеристик потока жидкости можно записать уравнение в следующем виде:

$$-\frac{dy}{dx} = \rho \frac{dw}{dt} - \frac{1}{r} \frac{d(r\tau)}{dr}. \quad (158)$$

Первый член правой части уравнения (1.165) выражает скорость изменения количества движения в единице объема и равен для несжимаемой жидкости произведению плотности на ускорение (инерционная составляющая градиента давления); второй член при стационарных течениях определяет распределение давления и отражает взаимодействие внешних сил и сил трения между слоями жидкости.

Граничные и начальные условия для скоростей в трубах и кольцевом пространстве следующие:

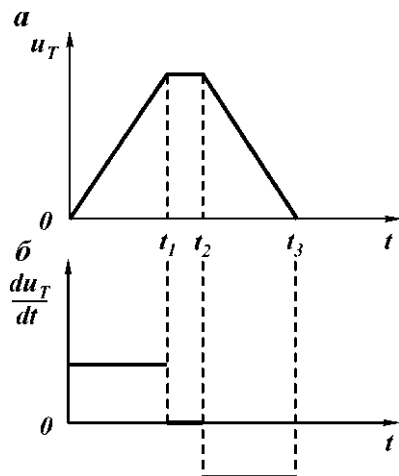


Рис. 12. Качественные (а) и ускорения (б) движущейся в

график скорости (а) и ускорения скважине буровой колонны

$$w = w(r) \text{ при } t = 0;$$

$$w = \pm u_T(t) \text{ при } r = R_1, t > 0;$$

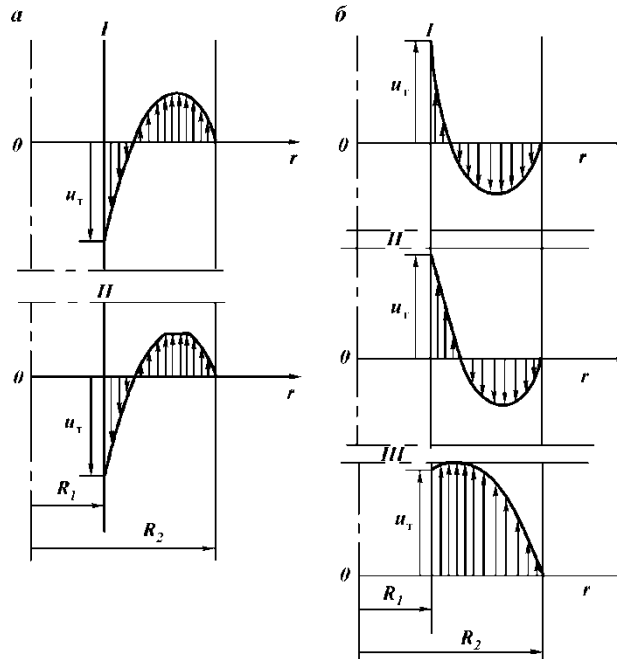
$$w = 0 \text{ при } r = R_2, t \geq 0; \quad (159)$$

$$w = \pm u_T(t) \text{ при } r = R_0, t > 0,$$

где $w(r)$ характеризует скорость установившегося течения, вызванного подачей насосов до начала процесса СПО; $u_T(t)$ — скорость движения трубы.

На рис.13 показаны характерные профили скоростей ламинарного и турбулентного потоков в кольцевом пространстве, а на рис. 14 — возможные профили скоростей

Рис. 13. Эпюры скоростей в кольцевом канале при спуске (а) и подъеме (б) труб:



I - турбулентное движение; II - ламинарное движение; III - движение при $q_H > q_1$

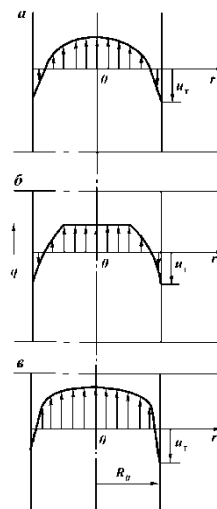


Рис. 14. Эпюры скоростей внутри опускаемой в жидкости трубы:
а - вязкая жидкость; б - ВПЖ; в - турбулентное движение жидкости

внутри движущейся трубы.

Согласно (157), скорость потока жидкости $w = w(r, t)$ — функция только радиуса и времени. Поэтому можно определить расход

$$q = q(t) = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} w(r, t) r dr, \quad (160)$$

который должен быть равен сумме расходов

$$q = q_n \pm q_b, \quad (161)$$

где q_n — подача насосов; q_b — расход жидкости, вытесняемой нижним концом колонны при спуске или заполняющей пространство под колонной при ее подъеме.

**Гидродинамические давления при спускоподъемных операциях
в скважине, заполненной вязкой жидкостью**

Рассмотрим движение вязкой жидкости в кольцевом пространстве при спуске колонны с закрытым нижним концом для времени $t_1 < t < t_2$ (см. рис. 12). Полученные формулы будут справедливы также для расчетов распределения при подъеме колонны. В период $t_2 - t_1$ движение установившееся. Считая, что геометрические размеры колонны и скважины неизменны, в (1.165) следует положить $dw/dt = 0$, тогда

$$\frac{dp}{dz} = \frac{1}{r} \frac{\partial(r\tau)}{\partial r}.$$

Решая это уравнение с учетом зависимости для τ вязкой жидкости, находят

$$w = \frac{A}{4\mu} r^2 + b \ln r + C, \quad (162)$$

где

$$A = \frac{dp}{dz} = -\frac{\Delta p}{L}; \quad (163)$$

L — расстояние до рассматриваемого сечения скважины, отсчитываемое от поверхности жидкости у устья; ось z направлена вверх.

Для этого участка граничные условия (159) станут следующими:

$$w = 0 \text{ при } r = R_2; \quad (162)$$

$$w = -u_\tau \text{ при } r = R_1. \quad (163)$$

Определив коэффициенты b и C в (159) и (163) с помощью граничных условий (164) и (165), получают распределение скоростей течения вязкой жидкости в кольцевом канале

$$w = \frac{A}{4\mu} (r^2 - R_2^2) - \frac{u_\tau + \frac{A}{4\mu} (R_1^2 - R_2^2)}{\ln \frac{R_1}{R_2}} \ln \frac{r}{R_2}. \quad (166)$$

Из (166) при $u_\tau = 0$ вытекает формула Буссинеска для движения вязкой жидкости в кольцевом пространстве под действием перепада давления Δp . При $\Delta p = 0$ (т.е. $A = 0$) получается профиль скоростей при движении бесконечной трубы.

Расход жидкости в кольцевом пространстве получают интегрированием профиля скоростей (1.173) в пределах от R_1 до R_2 :

$$q = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} w r dr = \frac{\pi}{4\mu} \left\{ A \left[\frac{R_2^4 - R_1^4}{2} + R_2^2 (R_1^2 - R_2^2) \right] - \frac{4\mu u_\tau + A (R_1^2 - R_2^2)}{\ln(R_1 / R_2)} \left[\frac{R_1^2}{2} - \frac{R_2^2}{2} - R_1^2 \ln \frac{R_1}{R_2} \right] \right\}. \quad (167)$$

Этот расход соответствует течению с заданными градиентом давления и скоростью спуска. При $q_n = 0$

$$q = q_b; \quad (168)$$

$$q_b = \pi u_\tau R_1^2. \quad (169)$$

Подставив в формулу (168) выражения (167) и (169), получают

$$\pi u_\tau R_1^2 = \pi \frac{A}{4\mu} \left[\frac{R_2^4 - R_1^4}{2} + R_2^2 (R_1^2 - R_2^2) \right] - \pi \frac{4\mu u_\tau + A(R_1^2 - R_2^2)}{4\mu \ln(R_1 / R_2)} \left[\frac{R_1^2 - R_2^2}{2} - R_1^2 \ln \frac{R_1}{R_2} \right].$$

Это равенство разрешают относительно Δp :

$$\Delta p = \frac{4\mu}{R_2^2} L \frac{u_\tau}{- \left[1 + \left(\frac{R_1}{R_2} \right) \right] \ln \frac{R_1}{R_2} - 1 + \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2}. \quad (170)$$

Можно ввести среднюю скорость

$$v_{cp} = \frac{q}{F_k} = \frac{q_b}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} = u_\tau \frac{(R_1 / R_2)^2}{1 - (R_1 / R_2)^2} = u_\tau \frac{\delta^2}{1 - \delta^2};$$

тогда

$$\Delta p = \frac{4\mu}{R_2^2} \frac{1 - \delta^2}{\delta^2 [\delta^2 - (1 - \delta^2) \ln \delta - 1]} v_{cp} L.$$

Последнюю формулу можно преобразовать к виду

$$\Delta p = \lambda \frac{\rho v_{cp}^2}{2d_r} L, \quad (171)$$

где

$$\lambda = \frac{64}{Re} f(\delta); Re = \frac{\rho v_{cp} d_r}{\mu}; f(\delta) = \frac{(1 - \delta^2)(1 - \delta)^2}{2\delta^2 [\delta^2 - (1 - \delta^2) \ln \delta - 1]};$$

$$v_{cp} = \psi(\delta) u_\tau; \psi(\delta) = \delta^2 / (1 - \delta^2); \delta = R_1 / R_2.$$

Для встречающихся в бурении значений $0,4 < \delta < 1$, λ можно вычислять по упрощенной формуле

$$\lambda = \frac{64}{Re} \frac{0,45\delta + 0,3}{1 - \delta}.$$

Если спускают колонну с открытым концом, то при вычислении перепада давления также следует учесть движение жидкости внутри труб. Изложенные выше расчеты давлений при СПО одномерных колонн можно распространить на случай СПО составных колонн. При разных режимах течения на различных участках составной колонны труб Δp необходимо рассчитывать последовательно.

Определим инерционную составляющую давления при спуске колонны, описываемую первым членом правой части уравнения (158). Усредненное уравнение неустановившегося однофазного движения по сечению кольцевого канала

$$\frac{dp}{dz} = -\rho \frac{dv_{cp}}{dt} + \frac{\lambda \rho}{2d_r} v_{cp}^2. \quad (173)$$

Считают, что при неустановившемся движении правая часть не зависит от z , а для левой части можно записать

$$\frac{dp}{dz} = \text{const}(t). \quad (174)$$

Интегрируя (173), получают формулу для определения давления в кольцевом канале без учета гидростатического давления на заданной глубине

$$p = \pm p_{\text{и}} + \Delta p_{\text{тр}} + p_{\text{у}}, \quad (175)$$

где

$$\Delta p_{\text{и}} = \rho \left| \frac{dv_{\text{ср}}}{dt} \right| L; \Delta p_{\text{тр}} = \frac{\lambda \rho}{2d_{\text{г}}} v_{\text{ср}}^2 L;$$

$p_{\text{у}}$ — давление в кольцевом канале на устье.

В формуле (175) знак плюс при $\Delta p_{\text{и}}$ берется при разгоне колонны, а минус — при торможении.

***Гидродинамические давления, возникающие при спуске колонны,
когда скважина заполнена вязкопластической жидкостью***

Схема рассуждений для определения гидродинамических давлений подобна изложенной выше. При установившемся течении находят потери давления на трение в кольцевом пространстве. Затем вычисляют среднюю скорость $v_{\text{ср}}$ и инерционную составляющую перепада. Общий перепад получают суммированием двух составляющих перепада давлений.

Чтобы найти перепад давления в кольцевом пространстве при установившемся течении во время спуска колонны, следует решить систему уравнений при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} w &= -u_{\text{т}} \text{ при } r = R_1; \\ w &= 0 \text{ при } r = R_2. \end{aligned} \quad (176)$$

Соответствующий задаче профиль скоростей показан на рис. 13. Решение этой задачи относительно расхода q можно представить в виде (Д. А. Голубев):

$$q = \frac{\tau_0 d_{\text{г}} F_{\text{к}} 4\mu}{8\eta\beta} \left[\frac{1+\delta^2}{(1-\delta)^2} - \frac{2\xi}{1-\delta} \left(\frac{\xi}{1-\delta} - \beta \right) - \frac{4}{3} \frac{1-\delta+\delta^2}{(1-\delta)^2} \beta + \frac{1}{3} \left(\frac{2\xi}{1-\delta} - \beta \right)^3 \beta \frac{1-\delta}{1+\delta} \right] + \pi u_{\text{т}} R_1^2; \quad (177)$$

$$\Delta\xi\beta(1-\beta) + \xi[\xi - \beta(1-\delta)] \ln \frac{\xi\delta}{\xi - \beta(1-\delta)} + \frac{1}{2} [1 - 2\beta(1-\delta) - (\beta(1-\delta) + \delta)^2] + \beta(1-\delta) \frac{\eta u_{\text{т}}}{\tau_0 R_2} = 0. \quad (178)$$

Уравнения (177) и (178) можно представить в безразмерных параметрах

$$S = 8\beta / \left[\frac{1-\delta^2}{(1-\delta)^2} - \frac{2\xi}{1-\delta} - \frac{2\xi}{1-\delta} \left(\frac{\xi}{1-\delta} - \beta \right) - \frac{4}{3} \frac{1-\delta+\delta^2}{(1-\delta)^2} \beta + \frac{1}{3} \left(\frac{2\xi}{1-\delta} - \beta \right)^3 \beta \frac{1-\delta}{1+\delta} + 8\beta \frac{\delta^2}{1-\delta^2} \overline{u_{\text{т}}} \right]; \quad (179)$$

$$\xi\beta(1-\delta) + \xi[\xi - \beta(1-\delta)] \ln \frac{\xi\delta}{\xi - \beta(1-\delta)} + \frac{1}{2} [1 - 2\beta(1-\delta) - (\beta(1-\delta) + \delta)^2] + 2\beta(1-\delta)^2 \overline{u_{\text{т}}}, \quad (180)$$

где $S = \tau_0 d_{\text{г}} F_{\text{к}} / (\eta q)$; $\overline{u_{\text{т}}} = u_{\text{т}} \eta / (\tau_0 d_{\text{г}})$.

При $u_{\text{т}} = 0$ выражения (174) и (180) преобразуются в формулы Фредриксона — Берда, а при $\tau_0 \rightarrow 0$ и $u_{\text{т}} \neq 0$ — в решение С.М. Тарга для вязкой жидкости.

Для вычисления параметра S следует находить значение

$$q = q_{\text{н}} + q_{\text{в}} = q_{\text{н}} + \pi u_{\text{т}} R_1^2. \quad (181)$$

При спуске с отключенными насосами ($q_{\text{н}} = 0$) уравнение (179) упрощается:

$$q = q_{\text{в}} = \pi u_{\text{т}} R_1^2. \quad (182)$$

Приравняв (177) и (182), получают выражения

$$\frac{1+\delta^2}{(1-\delta)^2} - \frac{2\xi}{1-\delta} \left(\frac{\xi}{1-\delta} - \beta \right) - \frac{4}{3} \frac{1-\delta+\delta^2}{(1-\delta)^2} \beta + \frac{1}{3} \left(\frac{2\xi}{1-\delta} - \beta \right)^3 \beta \frac{1-\delta}{1+\delta} = 0; \quad (183)$$

$$S = \delta^2 / \left\{ 2\beta(1-\delta)^2(1-\delta^2) \left[\xi(\xi-\beta)(1-\delta) \ln \frac{\xi-\beta(1-\delta)}{\xi\delta} - \xi\beta(1-\delta) - \frac{1}{2}(1-2\beta(1-\delta)) - (\beta(1-\delta)+\delta)^2 \right] \right\}, \quad (184)$$

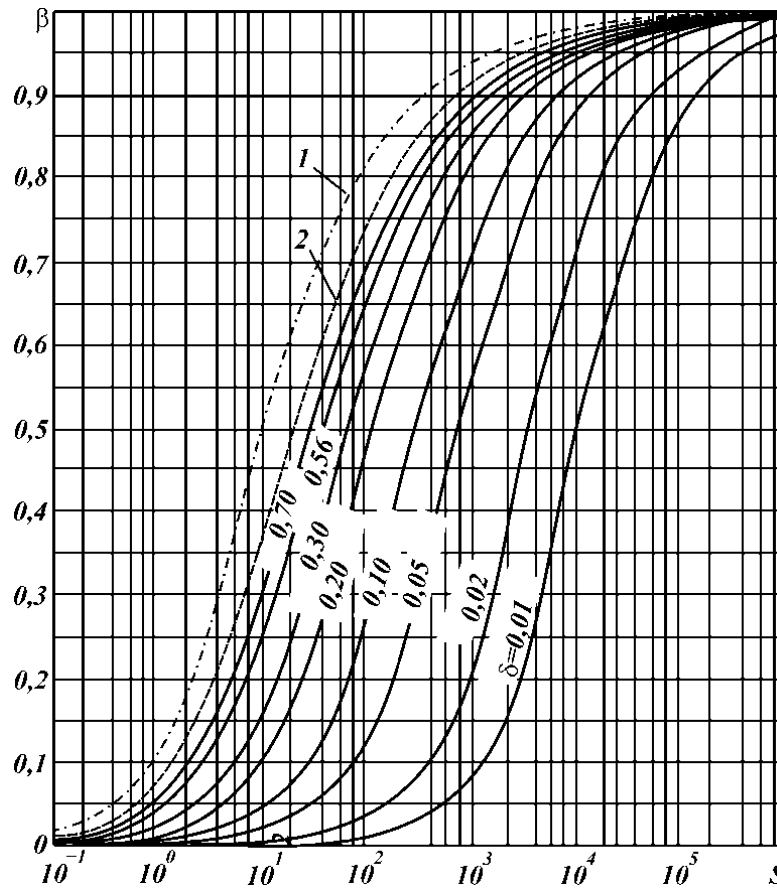
где

$$S = \tau_0 d_r / (\eta v_{cp}); v_{cp} = u_T \delta^2 / (1-\delta)^2; \delta = R_1 / R_2; \beta = 4\tau_0 L / (d_r \Delta p). \quad (185)$$

В.З. Дигалев привел к безразмерному виду формулы (177) и (178) при $q_n = 0$ и в

Рис. 15. График функции $\beta = \beta(S, \delta)$

результате численных расчетов построил график $\beta = \beta(S, \delta)$, который показан на рис. 15. На



этом же рисунке приведены кривые 1 и 2 с рис. 5 при $v_{cp} = Q / F$ в каналах с неподвижными стенками.

Схема расчета потерь давления на трение следующая. По формулам (185) определяют δ , v_{cp} и S . Из рис. 15 находят β . Перепад давления рассчитывается по формуле

$$\Delta p_{тр} = \frac{4\tau_0 L}{\beta d_r}.$$

Формулой (185) можно пользоваться при расчетах потерь давлений и при подъеме колонн.

Практическое занятие 8
ПЕРЕПАД ДАВЛЕНИЙ В НАСАДКАХ ДОЛОТ
ПРИ ТЕЧЕНИИ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ

Уравнение движения при $v_1 = v_2 = v$ для рассматриваемого случая будет иметь вид

$$\frac{dp}{dz} = - \left[\rho_1 \beta v_1 \frac{dv_1}{dz} + (1-\beta) \rho_2 v_2 \frac{dv_2}{dz} \right], \quad (133)$$

которое можно переписать так:

$$\frac{dp}{dz} = - \frac{\rho}{2} \frac{dv^2}{dz}, \quad (134)$$

где $\rho = \rho_1 \beta + \rho_2 (1-\beta)$ — плотность смеси; $(Q_1 + Q_2) / \Phi_c = v$ — скорость смеси; Φ_c — суммарная площадь поперечных сечений всех насадок долота.

Считают, что газожидкостный поток из насадок полностью тормозится, и интегрируют (134) в пределах от вычисленного давления p_3 до искомого p_d :

$$p_d = \frac{\left(\frac{p_0}{p_3} Q_0 + Q_2 \right)^2}{2 \Phi_c^2 \mu^2} + p_3 + a p_0 \ln p_3. \quad (135)$$

В уравнение (135) введен поправочный множитель μ — коэффициент расхода, определяемый опытным путем. При расчетах можно принять μ равным его значениям для однофазных жидкостей.

Решение уравнения (135) также можно свести к виду (129), где

$$N = \frac{\left(\frac{p_0}{p_3} Q_0 + Q_2 \right)^2 (\rho_2 + a \rho_0)}{2 \Phi_c^2 \mu^2 2,3 a p_0} + \frac{p_3}{2,3 a p_0} + \lg \frac{p_3}{2,3 a p_0}. \quad (136)$$

Поэтому для течений в насадках число M находится по тем же правилам, что и для восходящих потоков в кольцевом пространстве. Искомое давление перед долотом

$$p_d = 2,3 M a p_0. \quad (137)$$

Перепад давления в турбобурах

Движение в турбобуре заменяют течением в трубе и полагают, что движение происходит при равенстве истинного и расходного газосодержания, влияние веса столба смеси и сил инерции незначительно.

Тогда уравнение движения примет вид

$$\frac{dp}{dz} = - \frac{\lambda_c}{2d} \rho v^2, \quad (138)$$

где

$$\lambda_c = \frac{2d\Delta p_T F^2}{\rho_2 Q_T^2 l}. \quad (139)$$

В (138) взят знак минус, так как в турбобуре нисходящий поток. В (139) d — фиктивный диаметр турбобура; $\Delta p_T Q_T$ — перепад давления и расход жидкости в турбобуре при оптимальном режиме работы на чистой жидкости плотностью ρ_2 ; F — фиктивная площадь сечения в турбобуре; l — длина турбобура.

Интегрирование уравнения (138) дает формулу

$$p_T = p_d + \Lambda g(m_1 + m_2)Q_2 + ap_0 \ln \frac{p_T + ap_0}{p_d + ap_0}, \quad (140)$$

где $\Lambda = \Delta p_T / (g\rho_2 Q_T^2)$; $m_1 + m_2 = Q_0\rho_0 + Q_2\rho_2$; p_T — давление на входе в турбобур.

Зная Δp_T , Λ , Q_T , по формуле (140) можно вычислить неизвестное давление p_T и таким образом найти перепад давления $\Delta p = p_T - p_d$ в турбобуре. Решение (140) может быть сведено к уравнению

$$N = M - \lg M, \quad (141)$$

где

$$M = \frac{p_T + ap_0}{2,3ap_0}; \quad (142)$$

$$N = \frac{\Lambda g(m_1 + m_2)Q_2}{2,3ap_0} + \frac{p_d + ap_0}{2,3ap_0} - \lg \frac{p_d + ap_0}{2,3ap_0}.$$

Как видно из (142), всегда выполняются неравенства $M \geq 1/(2,3)$, $N > M$. При $N \leq 5$ решение можно найти графически (см. рис. 9, а, кривая 2). При $N > 5$ приближенно

$$M = N + \lg N. \quad (143)$$

После определения числа M легко найти из (142) искомое давление

$$p_T = 2,3Mar_0 - ap_0 = ap_0(2,3M - 1),$$

которое принимается далее за граничное для течения в следующем элементе циркуляционной системы.

Расчет давлений в трубах для нисходящего вертикального турбулентного потока газожидкостной смеси

Уравнение движения для нисходящего потока имеет тот же вид, что и для восходящего потока, за исключением знака перед членом, характеризующим потери на трение. Пренебрегая инерционными членами, уравнение записывают в виде

$$\frac{d\bar{p}}{d\xi} = 1 - \varphi(1 - \bar{p}) - \frac{\lambda_c}{2} K^2 \left(\frac{\eta^2}{\varphi \bar{p}} + \frac{1}{1 - \varphi} \right). \quad (144)$$

На основе экспериментальных данных по нисходящему потоку (Е.Г. Леонов, В.И. Исаев)

$$\varphi = \frac{\sqrt{\text{Fr}} 2,2 K \eta}{\sqrt{\text{Fr}} - 0,45} \beta, \quad (145)$$

где $\text{Fr} = K^2 / (1 - \beta)^2$ — число Фруда.

Подставляя в (145) значения чисел Fr и β , получают

$$\varphi = \frac{\eta'}{\eta' + p}, \quad (146)$$

где $\eta' = \eta K / (K - 0,45)$.

Коэффициент гидравлического сопротивления λ_c для нисходящего потока несколько выше, чем для восходящего. Принимают его постоянным и равным 0,06.

Используя полученное значение для φ и вводя обозначения

$$i^2 = K_2^2 \frac{\eta'^2 + 1}{\eta' + 1}; \quad K_2^2 = \frac{\lambda_c}{2} K^2 \quad (147)$$

уравнение движения записывают в следующей форме:

$$\frac{d\bar{p}}{d\xi} = (\eta' + 1) \left[\frac{\bar{p}}{\eta' + p} - i^2 \frac{\eta' + \bar{p}}{p} \right].$$

Откуда (148)

$$(1 + \eta') \xi = \frac{\bar{p}_\tau - p}{1 - i^2} + \frac{\eta'}{2} \left[\frac{1}{(1 - i^2)} \ln \left| \frac{(1 - i) \bar{p}_\tau - i \eta'}{(1 - i) \bar{p} - i \eta'} \right| + \frac{1}{(1 + i^2)} \ln \left| \frac{(1 + i) \bar{p}_\tau + i \eta'}{(1 + i) \bar{p} + i \eta'} \right| \right]. \quad (149)$$

По формуле (149) можно найти давление p в стояке, если известно давление $\bar{p}_\tau$ на входе в турбобур.

В отличие от восходящего потока, когда правая часть уравнения движения всегда положительна и, следовательно, положителен градиент давления, в нисходящем потоке возможен случай отрицательного градиента давления или равенства его нулю. Поэтому с ростом глубины скважины давление в нисходящем потоке может как убывать, так и возрасти. Экспериментально это явление отмечено в работе А.О. Межлумова.

Чтобы удобнее пользоваться формулой (149), вводят обозначение

$$\alpha = 2i / (1 + i) \quad (150)$$

и сводят (149) к уравнению

$$N = M + 0,50 \lg |M - 0,217\alpha| + 0,5(1-\alpha)^2 \lg |M + 0,217\alpha(1-\alpha)|, \quad (151)$$

где

$$N = M_0 + 0,50 \lg |M_0 - 0,217\alpha| + 0,5(1-\alpha)^2 \lg |M_0 + 0,217\alpha(1-\alpha)| - \frac{1+\eta'}{2,3\eta'}(1-\alpha)^2 \xi$$

При $\alpha = 0$ эта формула превращается в (129).

Последовательность вычисления давлений с помощью формулы (151) следующая. По исходным данным (L, d_1, d_2, p_t и т.д.) определяются числа η' , M_0 , α и знак $M_{00} = M_0 - 0,217\alpha$, который совпадает со знаком градиента давления.

При $\alpha < 1$; $M_{00} > 0,5$; $5 > N > 0$ влияние параметра α незначительно, и вместо уравнения (151) можно воспользоваться соотношением (129) или кривой 1 (см. рис. 9, а). Если $N > 5$, справедлива формула для M в виде (129). Значение M находится на рис. 9, б, когда $\alpha < 1$; $M_{00} > 0$; $N < 0$ или $M_{00} < 0$; $N < 0$.

При $\alpha > 0$; $M_{00} < 0$; $-2 < N < 0$ значение M можно найти из рис. 9, а, а для $N < -2$ воспользоваться приближенной формулой

$$M = N - 0,5 \lg |N - 0,217\alpha| - 0,5(1-\alpha^2) \lg |N + 0,217\alpha(1-\alpha)|. \quad (152)$$

После вычисления числа M находят искомое давление

$$\bar{p} = M 2,3\eta' / (1-\alpha), \quad (153)$$

или в размерном виде

$$p = \bar{z} R T \rho_2 g \bar{p}. \quad (154)$$

Случай $M_0 - 0,217\alpha = 0$ соответствует значению градиента, равному нулю, при этом течение неустойчивое и уравнение движения имеет вид: $d\bar{p}/d\xi = 0$ или $\bar{p} = \text{const}$. В этом случае при течении нисходящего потока давление по длине участка трубы данного диаметра не меняется.

Для расположенных ниже труб другого диаметра расчеты повторяют с начальным давлением, соответствующим конечному давлению, полученному из расчета на предыдущем участке колонны.

**Расчет подачи и давления насосов и компрессоров при
бурении с промывкой азрированной жидкостью**

Связь между расходом газа Q_0 при нормальных условиях и подачей насоса Q_2 для определенных размеров кольцевого пространства, плотности газа ρ_0 , жидкости ρ_2 , шлама ρ_q и максимального диаметра d_q выносимых частиц шлама устанавливается формулой

$$Q_0 = F_k \sqrt{\frac{g d_q \rho_q p}{\rho_0 p_0} \left(\frac{0,108 F_k^2 \rho_q}{Q_2^2 \rho_2 + 0,0785 F_k^2 d_q \rho_q} - 0,008 \right)}. \quad (155)$$

По уравнению (155) можно рассчитывать расходы фаз, обеспечивающие витание шлама в потоке аэрированной жидкости.

На рис. 10 (кривые 2—6) построено семейство кривых $Q = f(Q_2, p)$ по точкам, полученным в результате подстановки в уравнение (155) фиксированных значений давления $p > p_p$. Здесь p_p — заданное давление в скважине против поглощающего горизонта. В дальнейшем p_p будем принимать равным пластовому давлению $p_{пл}$ в поглощающем горизонте. Примем также, что кривая 2 (см. рис. 10) получена при давлении p_p .

На рис. 11 показана схема системы скважина — поглощающий пласт. Проектные глубины скважины и поглощающего пласта на схеме обозначены L и L_p , L_i — глубина, соответствующая промежуточному положению забоя.

Однако для выбора расходов фаз недостаточно уравнения (155).

Из графика (см. рис. 10) видно, что вынос частиц шлама из ствола скважины при разбуривании поглощающего пласта, если давление в скважине равно пластовому, можно осуществить при любых соотношениях расходов газа и жидкости, соответствующих

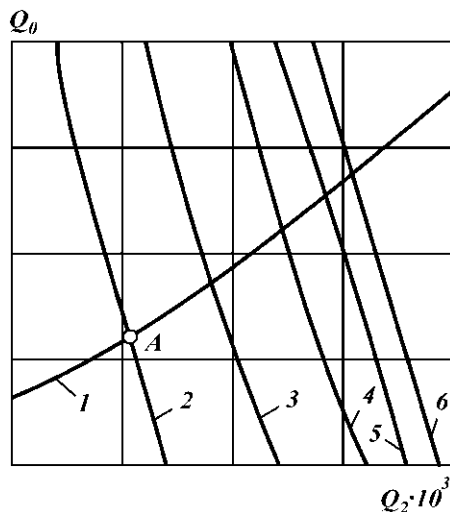


Рис. 10. Графики необходимых расходов газа и жидкости:

1 - обеспечивающие постоянное давление против поглощающего пласта; 2-6 - обеспечивающие вынос шлама при давлении p_i

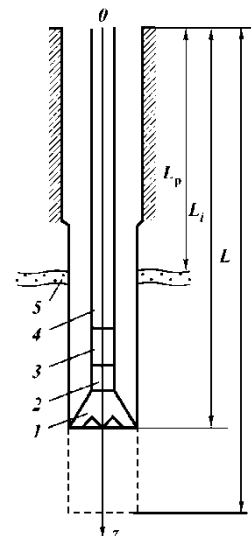


Рис. 11. Схема системы скважина - поглощающий пласт:

1 - долото; 2 - турбобур; 3 - УБТ; 4 - бурильная колонна; 5 - поглощающий пласт

различным точкам на кривой 2. Чтобы выбрать конкретные значения Q_0 и Q_2 для разбуривания поглощающего пласта, необходимо также учесть давление, создаваемое потоком аэрированной жидкости в затрубном пространстве, с помощью уравнений (125) и (126).

Совместное решение уравнений (155) и (125) или (155), (125) и (126) дает единственное сочетание расходов фаз, обеспечивающих одновременно витание частицы в призабойной зоне и заданное давление на поглощающий пласт.

Система уравнений (155), (125) и (1126) решается при помощи компьютера.

Практическое занятие 9

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ПРОМЫВКЕ СКВАЖИНЫ

Целью составления гидравлической программы промывки скважин является выбор параметров промывки, обеспечивающих в конечном итоге эффективную отработку породоразрушающего инструмента. При этом должны учитываться ограничения, обусловленные технической характеристикой бурового оборудования и геологическими особенностями вскрываемого интервала.

Основными задачами при составлении гидравлической программы бурения скважин является выбор технологически необходимого расхода бурового раствора, обеспечивающего очистку забоя и ствола скважины от шлама, работу гидравлического забойного двигателя и обеспечение рационального использования гидравлической мощности буровых насосов. Последняя должна расходоваться в основном на долоте, обеспечивая очистку забоя.

Свойства бурового раствора и его расход должны обеспечить компенсацию пластового давления покоящимся раствором, а избыток давления на пласт за счет гидравлических сопротивлений при циркуляции раствора должен быть минимален и не вызывать поглощений и разрыва пласта.

В расчете используется модель вязкопластичной жидкости (ВПЖ), поскольку она справедлива для большинства буровых растворов.

Определение требуемых параметров промывочных жидкостей

1 Плотность

Согласно Правилам безопасности плотность бурового раствора в интервалах совместимых условий бурения должна определяться из расчета создания столбом бурового раствора гидростатического давления в скважине, превышающего пластовое (поровое) давление на величину:

- 10% для скважин глубиной до 1200 м (интервалов от 0 до 1200 м), но не более 15 кгс/см² (1,5 МПа);
- 5% для скважин глубиной от 1200 м до проектной глубины, но не более 25 – 30 кгс/см² (2,5 – 3,0 МПа).

С учетом данных ограничений требуемая плотность раствора определяется по формуле:

$$\rho = \left\{ \frac{K_p \cdot P_{пл}}{gL_k}; \frac{P_{пл} + \Delta P}{gL_k} \right\}, \quad (1)$$

где $P_{пл}$ – пластовое (поровое) давление, Па; L_k – глубина залегания кровли пласта с максимальным градиентом пластового давления от устья скважины, м; K_p – коэффициент репрессии для указанных выше глубин, он равен соответственно: $K_p = 1,1$ и $K_p = 1,05$. ΔP – превышение забойного давления над пластовым, для тех же глубин соответственно равно 1,5 и 2,5 – 3,0 МПа.

2 Условная вязкость

Требование к величине вязкости однозначно – она должна быть минимальной. С уменьшением вязкости отмечается положительный всеобщий эффект бурения – снижаются энергетические затраты на циркуляцию раствора, улучшается очистка забоя за счёт ранней турбулизации потока под долотом, появляется возможность реализовать большую гидравлическую мощность на долоте, уменьшаются потери давления в кольцевом пространстве скважины.

Отечественный и зарубежный опыт показывает, что верхний предел условной вязкости, определяемый на приборе ПВ-5, не должен превышать 30 с для растворов плотностью до 1400 кг/м³.

3 Показатель фильтрации и толщина фильтрационной корки

Очевидно, для улучшения условий разрушения породы долотом целесообразно стремиться к увеличению показателя фильтрации бурового раствора и уменьшению толщины фильтрационной корки. Однако такое требование выполнимо при бурении в непроницаемых устойчивых породах. При проходке проницаемых песчаников, глин с низким поровым давлением, продуктивных горизонтов значение показателя фильтрации бурового раствора строго регламентируется. Практикой бурения неустойчивых и проницаемых отложений установлено, что в этих условиях значение показателя фильтрации, определяемое прибором ВМ-6, должно находиться в пределах 3 – 6 см³ за 30 мин.

Показатель фильтрации бурового раствора является интегральной величиной за промежуток времени, неизмеримо больший, чем период вращения долота. Поэтому он не всегда четко коррелируется с показателями работы долота. Существует также мнение, что показатель фильтрации не влияет на эффективность работы долота, а корреляционная зависимость механической скорости проходки и проходки на долото

от него обусловлена изменением вязкости бурового раствора, всегда сопровождаемым изменением показателя фильтрации.

Процесс фильтрации бурового раствора на забое скважины ослабляет сопротивляемость породы за счет расклинивающего воздействия проникающего в поры и микротрещины породы фильтрата, что вполне соответствует известным положениям теории П. А. Ребиндера. Кроме того, проникающий на забой фильтрат способствует выравниванию давлений над сколотой частицей и под ней и таким образом создает благоприятные условия для очистки забоя от обломков породы.

Однако следует иметь в виду не интегральную величину показателя фильтрации, а его мгновенное значение в начальный период процесса. Очевидно, что из двух буровых растворов с одинаковыми значениями интегрального показателя фильтрации лучшим является тот, у которого выше скорость фильтрации в начальный момент времени.

Таким образом, несмотря на отсутствие теоретических и экспериментальных основ для разработки требований к величине показателя фильтрации бурового раствора, при его выборе можно руководствоваться следующим общим требованием: скорость фильтрации бурового раствора должна резко уменьшаться с течением времени до нуля, обеспечивая интегральную величину показателя фильтрации за 30 мин, необходимую для предотвращения осложнений в стволе скважины.

Во всех случаях необходимо стремиться к уменьшению толщины фильтрационной корки. Однако было бы ошибочным полагать, что на толщину фильтрационной корки воздействует только показатель фильтрации бурового раствора. Анализируя известную формулу, связывающую объем фильтрата с показателями качества бурового раствора, убеждаемся, что с приближением концентрации твердых частиц в буровом растворе к концентрации твердых частиц в корке толщина фильтрационной корки при прочих равных условиях уменьшается, так как с выравниванием концентраций твердых частиц в корке и буровом растворе скорость фильтрации стремится к нулю.

4 Статическое напряжение сдвига

Для работы долота вода – лучшая жидкость, но отсутствие тиксотропных свойств резко ограничивает ее применение. Воду невозможно утяжелить грубодисперсными тяжелыми порошками, а при больших глубинах бурения, когда цикл циркуляции через скважину соизмерим с длительностью работы долота на забое, она не способна выполнить главную функцию – удерживать оставшийся в

скважине шлам во взвешенном состоянии при временном прекращении циркуляции. В результате этого в стволе возникают прихваты буровой колонны так называемыми сальниками – пробками, образующимися из шлама.

Использование буровых растворов при бурении скважин, а также утяжеление их грубо дисперсным материалом высокой плотности (гематитом, магнетитом, баритом, галенитом и др.) обусловлены главным образом необходимостью удержания во взвешенном состоянии выбуренной породы в период прерванной циркуляции. Поэтому одно из основных требований, предъявляемых к буровым растворам, – способность к тиксотропному упрочнению их в покое.

Показатель тиксотропных свойств бурового раствора — статическое напряжение сдвига, измеряемое через 1 и 10 мин покоя (v_1 и v_{10} соответственно). Именно этим показателем характеризуется седиментационная устойчивость бурового раствора и его способность удерживать шлам во взвешенном состоянии. Однако значение статического напряжения сдвига выбирают из сугубо практических соображений без учета конкретных геолого-технических условий. В результате этого в ряде случаев она оказывается ниже требуемой, что приводит к различным осложнениям при бурении (затяжкам, посадкам и прихватам буровой колонны образующимися в скважине сальниками и пробками из утяжелителя), или выше требуемой, что вызывает необходимость восстановления промежуточной циркуляции бурового раствора и может быть причиной возникновения его поглощения.

Необходимость применения научно обоснованного метода выбора показателей тиксотропных свойств бурового раствора очевидна, так как при этом можно не только избежать осложнений при бурении, но и повысить степень очистки раствора виброситами и гидроциклонами, исключить засорение резервуаров грубодисперсным осадком и др.

Предлагаемый метод основан на математическом описании процесса оседания обломков выбуренной породы в неподвижном тиксотропно упрочняющемся буровом растворе. В этом случае задача сводится к определению параметров θ' и K уравнения Гаррисона, так как с ними однозначно связаны показатели v_1 и v_{10} :

$$v = (\theta'Kt)/(1 + Kt), \quad (2)$$

где t – время пребывания бурового раствора в покое:

при $t = 60$ с $v = v_1$;

при $t = 600$ с $v = v_{10}$.

Значения θ' и K определяются из условия минимизации θ' , осуществляемой с целью снижения продажного давления, при ограничениях, налагаемых на θ' , K и

толщину осадка h , образуемого выбуренной породой в призабойной зоне за время отсутствия циркуляции. В зависимости от геолого-технических условий бурения цель ограничения $h < h_n$ может быть различной: предупреждение прихватов инструмента осадком выбуренной породы, сокращение затрат времени и энергии на разбуривание осадка, уменьшение происходящего при этом вторичного диспергирования выбуренной породы, ведущего к усложнению очистки и загрязнению раствора, и т.д. В связи с этим предельно допустимая толщина осадка h_n будет иметь разные значения, также зависящие от условий бурения.

Важно выбрать значение v_1 а значение v_{10} , очевидно, необходимо приближать к значению v_1 чтобы минимизировать затраты времени и энергии на восстановление промежуточных циркуляции.

Нетрудно установить, что в такой постановке величина Kt (при $t \geq 60$ с) существенно больше единицы, поэтому в первом приближении можно принять $v_1 = \theta'$, причем значение θ' должно быть не менее:

$$\theta' \geq D_m(\rho_n - \rho)/6m \quad (3)$$

где D_m – эффективный диаметр наиболее крупных частиц выбуренной породы, находящихся в скважине; ρ_n , ρ – плотность соответственно выбуренной породы и бурового раствора; m – коэффициент формы оседающих в буровом растворе частиц; $m = 1,6-2,5$.

Значение D_m приближенно можно оценивать из эмпирических формул:

для долота типа С $D_m = 3,5 + 0,037d_c$

для долота типа Т $D_m = 2,0 + 0,035d_c$

где d_c — диаметр долота, мм.

Выбор значений v_1 и v_{10} с учетом как практических рекомендаций, так и данных расчета позволит избежать необоснованных завышений или занижений этих параметров и, следовательно, осложнений и других технологических и экономических потерь, связанных с ними.

5 Пластическая вязкость и динамическое напряжение сдвига.

На стадии проектирования допускается ориентировочное определение величин η структурной (пластической) вязкости и динамического напряжения сдвига τ_o по различным регрессионным уравнениям, например:

$$\eta = 0,033 \cdot 10^{-3} \cdot \rho - 0,022, \text{ Па} \cdot \text{с} \quad (4)$$

$$\tau_o = 8,5 \cdot 10^{-3} \cdot \rho - 7,0 \text{ Па} \quad (5)$$

где ρ – плотность бурового раствора, кг/м³.

Для обеспечения необходимых свойств буровые растворы обрабатывают химическими реагентами. Различают первоначальную обработку бурового раствора, когда его готовят к началу бурения, и дополнительную обработку для поддержания или изменения свойств раствора в процессе проводки ствола скважины.

Обогащение бурового раствора твердой фазой происходит в основном при разбуhrивании глинистых пород, легко диспергирующихся и переходящих в раствор. Такое перенасыщение мелкодисперсными частицами приводит к росту вязкости и предельного статического напряжения сдвига.

Минерализация бурового раствора возникает как за счет проявлений пластовых вод, так и вследствие проходки каменных солей, ангидридов, гипсов. Она может вызвать изменение как структурно-механических, так и фильтрационных показателей.

В связи с ростом глубин бурения забойные температуры и давления достигли больших величин и в значительной степени стали влиять на качество буровых систем. Высокие температуры и давления приводят к повышению водоотдачи и снижению вязкости раствора. Предельное статическое напряжение сдвига (СНС) при этом, как правило, повышается. Однако иногда с ростом температур СНС может и снижаться.

Обработка химическими реагентами проводится для обеспечения тех или иных качественных показателей, но основное ее назначение — стабилизация бурового раствора как дисперсной системы либо изменение структурно-механических свойств этой системы. Эти две задачи взаимосвязаны.

Определение технологически необходимого расхода бурового раствора

Под этим расходом подразумевается тот, который необходим для конкретных технологических функций. При составлении гидравлической программы рассматриваются три функции:

- а) очистка забоя от выбуренной породы (шлама);
- б) очистка кольцевого пространства, т.е. обеспечение выноса шлама из скважины на дневную поверхность;
- в) обеспечение работы гидравлических забойных двигателей.

Технологически необходимый расход для удовлетворенной очистки забоя составит

$$Q_3 \geq q \cdot F_3, \quad (1)$$

где q – удельный расход бурового раствора, м³/с·м² ($q = 0,57...0,65$ м³/с·м²); F_3 –

площадь забоя по номинальному диаметру долота, м².

В качестве критерия удовлетворительной очистки кольцевого пространства устанавливается величина средней скорости потока – $v_{кп}$, которая обеспечивает вынос шлама из скважины при заданной объемной концентрации его в промывочной жидкости.

Для определения средней скорости восходящего потока бурового раствора, необходимого для удовлетворительной очистки ствола скважины $v_{кп}$, можно воспользоваться следующей зависимостью.

$$v_{кп} \geq 16,5 \sqrt{\tau_0 / \rho}. \quad (2)$$

Тогда технологически желательный расход составит

$$Q_{кп} = F_{кп}^{cp} \cdot v_{кп}. \quad (3)$$

Определяю действительную Q и теоретическую Q_m подачи насосов для нерегулируемого привода насоса

$$Q = m \cdot \kappa_{нод} \cdot Q_m, \quad (4)$$

где m – количество одновременно работающих насосов; $\kappa_{нод}$ – коэффициент подачи насоса (отношение фактической подачи к теоретической).

$$\kappa_{нод} = 1,33 - 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot \rho, \quad (5)$$

где ρ – плотность бурового раствора, кг/м³.

Расчетная теоретическая подача насоса.

$$Q_m = \frac{Q}{m \cdot \kappa_{нод}}. \quad (6)$$

Окончательно для дальнейших расчетов принимаем:

$$Q = K_n \cdot Q_m,$$

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература

1. Леонов, Е. Г. Гидроаэромеханика в бурении [Текст]/Е. Г. Леонов, В. И. Исаев. Учебник. – М.: Недра, 1987.
2. Басарыгин, Ю. М. Осложнения и аварии при бурении нефтяных и газовых скважин [Текст]/Ю. М. Басарыгин, А. И. Булатов, Ю. М. Проселков. Учебник. – М.: Недра, 2000, глава 1.
3. Басарыгин, Ю. М. Технология бурения нефтяных и газовых скважин [Текст]/Ю. М. Басарыгин, А. И. Булатов, Ю. М. Проселков. Учебник. – М.: Недра, 2001, глава 3.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Методические указания

по организации и проведению самостоятельной работы
по дисциплине «Гидроаэромеханика в бурении»
для студентов специальности 21.05.06 Нефтегазовая техника и
технологии
специализация «Технология бурения нефтяных и газовых скважин»

Цель методических рекомендаций:

1. Методическое сопровождение процесса введения и реализации требований федерального государственного образовательного стандарта высшего образования (далее ФГОС ВО), помощь при разработке рабочих учебных программ дисциплин образовательной программы (далее ОП).

2. Создания в образовательном учреждении учебно-методического обеспечения образовательного процесса.

Методические рекомендации определяют сущность самостоятельной работы студентов в вузе, ее назначение, планирование, формы организации и виды контроля.

Содержание

1. Нормативное обеспечение самостоятельной работы в ФГОС ВО
2. Назначение и виды самостоятельной работы студентов
3. Контроль самостоятельной работы студентов преподавателями

1. Нормативное обеспечение самостоятельной работы в ФГОС ВО

1.1. Требования к условиям реализации ОП:

- требования к обязательному минимуму содержания образовательной программы подготовки бакалавра, к условиям ее реализации и срокам ее освоения определяются настоящим ФГОС ВО;

- в программу специалитета входит «Дисциплины (модули)», который включает дисциплины (модули), относящиеся к обязательной части программы и дисциплины (модули), относящиеся к части, формируемой участниками образовательных отношений. Дисциплины (модули), относящиеся к обязательной части программы специалитета, являются обязательными для освоения обучающимся вне зависимости от направленности (профиля) программы специалитета, которую он осваивает. Набор дисциплин (модулей), относящихся к обязательной части программы специалитета, вуз определяет самостоятельно в объеме, установленном настоящим ФГОС ВО. Дисциплины (модули), относящиеся к части, формируемой участниками образовательных отношений определяют направленность (профиль) программы специалитета. Набор дисциплин (модулей), относящихся к части, формируемой участниками образовательных отношений, определяет вуз самостоятельно в объеме, установленном настоящим ФГОС ВО. После выбора обучающимся направленности (профиля) программы, набор соответствующих дисциплин (модулей) становится обязательным для освоения обучающимся;

- максимальный объем учебной нагрузки студента устанавливается 54 часа в неделю, включая все виды аудиторной и внеаудиторной (самостоятельной) учебной работы.

Помещения для самостоятельной работы обучающихся должны быть оснащены компьютерной техникой с возможностью подключения к сети «Интернет» и обеспечением доступа в электронную информационно-образовательную среду организации. Библиотека вуза должна иметь достаточное количество современных учебников и учебных пособий по всем дисциплинам и постоянно восполняться научной литературой и периодическими изданиями нефтегазового профиля.

Объем времени, отведенный на внеаудиторную самостоятельную работу, находит отражение:

- в рабочем учебном плане,
- в рабочих программах учебных дисциплин с распределением по разделам или конкретным темам.

2. Назначение и виды самостоятельной работы студентов

Самостоятельная работа проводится с целью:

- систематизации и закрепления полученных теоретических знаний и практических умений студентов;
- углубления и расширения теоретических знаний;
- формирования умений использовать нормативную, правовую, справочную документацию и специальную литературу;
- развития познавательных способностей и активности студентов: творческой инициативы, самостоятельности, ответственности, организованности;
- формирование самостоятельности мышления, способностей к саморазвитию, совершенствованию и самоорганизации;
- формирования практических (общеучебных и профессиональных) умений и навыков;
- развитию исследовательских умений.

Внеаудиторная самостоятельная работа – планируемая учебная, учебно-исследовательская, научно-исследовательская работа студентов, выполняемая во внеаудиторное время по заданию и при методическом руководстве преподавателя, но без его непосредственного участия.

В учебном процессе образовательного учреждения выделяются два вида самостоятельной работы:



3. Контроль самостоятельной работы студентов преподавателями

Контроль самостоятельной работы студентов предусматривает:

- соотнесение содержания контроля с целями обучения;
- объективность контроля;
- валидность контроля (соответствие предъявляемых заданий тому, что предполагается проверить);
- дифференциацию контрольно-измерительных материалов.

Формы контроля самостоятельной работы

1. Просмотр и проверка выполнения самостоятельной работы преподавателем.
2. Самопроверка, взаимопроверка выполненного задания в группе.
3. Обсуждение результатов выполненной работы на занятии.
4. Тестирование.
5. Письменный опрос.
6. Устный опрос.
7. Индивидуальное собеседование.
8. Коллоквиум.
9. Отчет о проделанной работе.
10. Защита рефератов или курсовой работы.
11. Творческий конкурс.
12. Интернет-конференции.
13. Контрольная работа.

Критерии оценки результатов самостоятельной работы

Критериями оценок результатов внеаудиторной самостоятельной работы студента являются:

- уровень освоения студентами учебного материала;
- умения студента использовать теоретические знания при выполнении практических задач;
- сформированность общеучебных умений;
- умения студента активно использовать электронные образовательные ресурсы, находить требующуюся информацию, изучать ее и применять на практике;
- обоснованность и четкость изложения ответа;
- оформление материала в соответствии с требованиями;
- умение ориентироваться в потоке информации, выделять главное;

- умение четко сформулировать проблему, предложив ее решение, критически оценить решение и его последствия;
- умение показать, проанализировать альтернативные возможности, варианты действий;
- умение сформировать свою позицию, оценку и аргументировать ее.

Содержание внеаудиторной самостоятельной деятельности студентов

Методические указания для студентов по выполнению самостоятельной работы:

1. Подготовка к лекциям;
2. Подготовка к практическим занятиям;
- 3 Самостоятельное изучение учебной литературы.

Перечень основной литературы:

1. Калинин А.Г. Бурение нефтяных и газовых скважин : учебник. – М.: изд. центр «ЛитНефтеГаз». – 2008. – 848 с.
2. Балицкий В.П., Храброва О.Ю. Технологические расчеты при бурении глубоких скважин: Учебное пособие. – М.: МАКС Пресс, 2008. - 104 с.
3. Овчинников В.П. Технология бурения нефтяных и газовых скважин в 5 т.: Учебник. – Тюмень: ТюмГТУ, 2014. – 2288 с.

Перечень дополнительной литературы:

1. Попов А.Н., Спивак А.И., Акбулатов Т.О. и др. Технология бурения нефтяных и газовых скважин. – М.: Недра, 2003. - 509 с.
2. Справочник инженера-нефтяника. Том II. Инжиниринг бурения / под ред. Р. Митчелла. – М.; Ижевск, 2014. – 1064 с.
3. Басарыгин Ю. М., Булатов А. И., Проселков Ю. М. Бурение нефтяных и газовых скважин: Учеб. пособие. М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2002.
4. Басарыгин Ю. М., Булатов А. И., Проселков Ю. М. Технология бурения нефтяных и газовых скважин. Учеб. Для вузов. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2001 – 679 с.
5. Ганджумян Р.А. Калинин А. Г., Никитин Б. А. Инженерные расчеты при бурении глубоких скважин: Справочное пособие /Под ред. А. Г. Калинина. – ОАО «Издательство «Недра»», 2000 – 498 с.

Перечень учебно-методического обеспечения самостоятельной работы обучающихся по дисциплине:

1. электронный курс лекций;
2. учебно-методическое пособие по выполнению практических занятий (электронная версия);
3. учебно-методическое пособие по выполнению лабораторных работ (электронная версия).

Перечень ресурсов информационно-телекоммуникационной сети «Интернет», необходимых для освоения дисциплины:

1. <http://eLibrary.ru/> - Научная электронная библиотека
2. wwwURL: <http://www.biblioclub.ru/> - Электронная библиотечная система «Университетская библиотека онлайн»
3. wwwURL: <http://e.lanbook.com/> - Электронно-библиотечная система «Издательство «Лань».