

Глава 9

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ В БУРЕНИИ

При бурении нефтяных и газовых скважин практически все технологические процессы и операции сопровождаются различными гидромеханическими явлениями, которые во многом определяют качество и эффективность буровых работ.

Гидромеханика рассматривает явления, связанные с покоем (гидростатика) и движением (гидродинамика) жидкости. При этом основное внимание уделяется решению двух задач: нахождению взаимодействия жидкости с твердыми телами и определению распределения скоростей и давлений внутри жидкости.

9.1. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И РЕОЛОГИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ЖИДКОСТЕЙ

Основным предметом изучения гидромеханики является жидкость — агрегатное состояние вещества, сочетающее в себе черты твердого (сохранение объема, определенная прочность на разрыв и др.) и газообразного (изменчивость формы, подвижность и др.) состояний. Все жидкости способны в той или иной мере изменять свой объем под действием сжимающих усилий, т.е. обладают сжимаемостью. Это свойство характеризуется коэффициентом сжимаемости

$$\beta_p = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp},$$

где V — объем жидкости; p — давление.

Объем жидкостей изменяется и вследствие температурных воздействий. Это свойство жидкостей характеризуется коэффициентом теплового расширения

$$\beta_T = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dT},$$

где T — температура.

Коэффициенты сжимаемости и теплового расширения обычно принимают постоянными, так как для давлений и температур, представляющих интерес для практики бурения, их изменение незначительное. В этом случае изменение объема можно определять по формулам

$$V = V_0(1 - \beta_p \Delta p);$$

$$V = V_0(1 + \beta_T \Delta T),$$

где V_0 — начальный объем.

В гидромеханике жидкость представляется сплошной средой с непрерывным распределением в ней основных физических свойств, т.е. все механические характеристики являются функциями координат точки и времени. В этом заключается гипотеза о непрерывности и сплошности жидкой среды.

Одна из основных физических величин, характеризующих жидкость, — плотность

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta M}{\Delta V},$$

где ΔM — масса жидкости в объеме ΔV .

По плотности жидкости можно определять удельный вес γ , характеризующий объемные силы тяжести, согласно формуле

$$\gamma = \rho g,$$

где g — ускорение силы тяжести.

Принимая во внимание сжимаемость и тепловое расширение, имеем $\rho = f(p, T)$, а с учетом коэффициента сжимаемости и теплового расширения

$$\rho_p = \frac{\rho_0}{1 - \beta_p \Delta p}; \quad \rho_T = \frac{\rho_0}{1 - \beta_T \Delta T}.$$

Все реальные жидкости обладают свойством сопротивляться усилиям, касательным к поверхности выделенного объема, т.е. усилиям сдвига. Это свойство называют вязкостью. Причина ее возникновения — диффузия молекул, сопровождающаяся переносом количества движения из одного слоя в другой и тем самым обуславливающая возникновение сил внутреннего трения в жидкости. Для того чтобы дать определение подобного рода силам, рассмотрим равновесие выделенного в жидкости элементарного объема.

В общем случае действующие силы можно разделить на поверхностные и объемные. К поверхностным силам относятся силы трения, поверхностного натяжения, упругости; к объемным — силы тяжести, инерции, электрического и магнитного взаимодействия и др. В общем случае поверхностные силы разлагаются на нормальную и касательную составляющие. Первая вызывает деформацию сжатия, и в гидромеханике ее называют давлением и обозначают p , а вторая вызывает деформацию сдвига или напряжения трения, и ее обозначают τ . Взаимосвязь между касательными напряжениями τ и характеристиками движения жидкости обуславливает реологические свойства.

Если рассмотреть две параллельные площадки в движущейся жидкости, которые отстоят друг от друга на расстоянии dh и движутся со скоростями соответственно v и $v + dv$, то для жидкости, подчиняющейся закону вязкости Ньютона, имеем следующую формулу для определения касательного напряжения:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dh},$$

где η — коэффициент внутреннего трения или динамической (абсолютной) вязкости.

На практике используют коэффициент кинематической вязкости

$$\nu = \eta / \rho.$$

Наряду с жидкостями, подчиняющимися закону Ньютона (например, вода), в практике бурения приходится иметь дело с жидкостями, которые отклоняются от этого закона. Их называют неньютоновскими или аномальными. Взаимосвязь деформаций и напряжений для подобных жидкостей является предметом изучения реологии — раздела физической механики. В общем случае в зависимости от реологического поведения жидкости можно разделить на две основные группы.

К первой группе относятся:

вязкопластичные жидкости, для которых

$$\tau = \tau_0 + \eta \frac{dv}{dn},$$

где τ_0 — динамическое напряжение сдвига; η — коэффициент структурной вязкости;

аномально вязкие жидкости, для которых

$$\tau = k \left(\frac{dv}{dn} \right)^n,$$

где k — коэффициент консистентности; n — показатель степени; при $n < 1$ аномально вязкие жидкости называют псевдопластичными, при $n > 1$ — дилатантными, т.е. расширяющимися или растягивающимися, а при $n = 1$ имеем ньютоновскую жидкость.

Ко второй группе относятся жидкости, которые обладают свойствами твердого тела и жидкости, т.е. проявляют упругое восстановление формы после снятия напряжения. Эти жидкости называют вязкоупругими, и к ним относится модель Максвелла, или модель релаксирующего тела, для которого

$$\frac{1}{\eta} \tau + \frac{1}{G} \frac{d\tau}{dt} = \frac{dv}{dn},$$

где G — модуль упругости при сдвиге.

Для этих тел важным параметром является время релаксации $t = \eta/G$, которое характеризует время затухания упругих напряжений в жидкости. Так, в случае $dv/dn = 0$ для этих тел имеем

$$\tau = \tau_0 \exp\left(-\frac{G}{\eta} t\right),$$

где τ_0 — начальное упругое напряжение сдвига при мгновенном напряжении.

Из этого выражения следует, что при $t = \eta/G$ напряжение в жидкости уменьшится в e раз, а при $t \rightarrow \infty$ оно станет равным нулю, т.е. напряжение в теле полностью исчезнет. Чем меньше для жидкости время релаксации ($G \rightarrow \infty$), тем слабее проявляются твердообразные свойства таких жидкостей, так как в их модели член, содержащий $d\tau/dt$, будет стремиться к нулю, и поведение тела станет ньютоновским.

При рассмотрении неньютоновских жидкостей вводится понятие эффективной вязкости η_s , которое для вязкопластичных жидкостей определяется по формуле

$$\eta_s = \eta + \frac{\tau_0}{dv/dn},$$

а для аномально вязких жидкостей

$$\eta_0 = k + \left(\frac{dv}{dn}\right)^{n-1}.$$

Использование приведенных гидромеханических моделей и свойств жидкостей позволяет решить основные задачи гидромеханики в бурении.

9.2. ОЧИСТКА БУРЯЩЕЙСЯ СКВАЖИНЫ ОТ ШЛАМА

Качественная очистка ствола скважины от осколков выбуренной породы (шлама) улучшает показатели работы долот и снижает вероятность осложнений и аварий, что представляет существенный резерв в сокращении сроков и стоимости бурения.

9.2.1. ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ ШЛАМА НА ПОВЕРХНОСТЬ

Анализ современного состояния проблемы очистки ствола бурящейся скважины от выбуренной породы показывает, что нет единого мнения о влиянии режимов течения, показателей свойств бурового раствора, продолжительности промывки и частоты вращения бурильных труб на транспортирующую способность потока бурового раствора. Заключение о влиянии реологических показателей на выносную способность буровых растворов противоречивы, а механический принцип относительности, широко используемый для расчета скорости восходящего потока ньютоновских жидкостей, в случае применения буровых растворов нуждается в экспериментальной проверке. Кроме того, не ясен вопрос о выборе расчетного диаметра частиц выбуренной породы, предназначенных к гидротранспорту по стволу скважины.

Таким образом, из-за отсутствия научно обоснованных рекомендаций по выбору основных параметров промывки, обеспечивающих совершенную очистку ствола скважины, и недостатка формализованных представлений о процессах гидротранспорта шлама составление важнейших ограничений гидравлических программ в настоящее время затруднено, что не позволяет использовать потенциальные резервы повышения эффективности бурового процесса в результате интенсификации гидротранспорта выбуренной породы по стволу бурящейся скважины.

Статистический анализ исследованных проб бурового шлама позволяет ориентировочно вычислить содержание частиц в буровом растворе.

Диаметр частиц, мм.....	> 1,5÷2,2	> 3,0÷4,5	> 6÷7
Содержание частиц, %.....	78–82	50	5–10

Максимально возможный размер шлама достигает 14–15 мм.

Очевидно, что при расчетах процесса гидротранспорта следует ориентироваться на шлам либо наибольшего размера, либо наибольшего объема. Так, представляется рациональным для предотвращения зашламления ствола скважины принять меры для удаления частиц размером более 1,5–2 мм, а при внезапных остановках циркуляции предотвратить осаждение наиболее крупных частиц. Однако при сальникообразовании, по-видимому, следует рассматривать возможности удаления или предотвращения образова-

ния более мелких частиц, составляющих 20–30 % общей массы шлама, образовавшегося при бурении. Для уточнения этих вопросов необходимы четкие представления о транспортирующей способности буровых растворов.

9.2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ОСАЖДЕНИЯ ЧАСТИЦ ВЫБУРЕННОЙ ПОРОДЫ В БУРОВЫХ РАСТВОРАХ

Согласно механическому принципу относительности, широко практикуемому при проектировании гидротранспорта с использованием ньютоновских жидкостей и газообразных агентов, транспортирующая способность бурового раствора зависит от скорости осаждения взвешенных частиц.

В общем случае при равномерном падении частицы в жидкой изотропной покоящейся среде скорость падения (м/с) определяется по формуле Риттингера:

$$u = \left(\frac{4}{3} \frac{d_0}{C_f} \frac{\rho_{\text{ч}} - \rho}{\rho} g \right)^{1/2}, \quad (9.1)$$

где d_0 – характерный размер (в случае шарообразной частицы – диаметр), м; $\rho_{\text{ч}}$ – плотность частицы, кг/м³; ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение силы тяжести, м/с², C_f – коэффициент сопротивления обтеканию частиц.

Согласно формуле (9.1), скорость осаждения частиц в любой жидкости зависит от коэффициента сопротивления обтеканию C_f . Величина C_f в свою очередь, находится в сложной взаимосвязи с критерием Рейнольдса (\overline{Re}), включающим искомую скорость.

В связи с отсутствием методики определения скорости осаждения взвешенных частиц в неньютоновских жидкостях при проектировании процессов гидротранспорта бурового шлама обычно принимают $C_f = \text{const}$, что оправдано в случае турбулентного режима течения промывочной жидкости в кольцевом пространстве скважины.

Ниже предлагается разработанный Г.Г. Габузовым и Ю.М. Проселковым простой способ определения скорости осаждения шарообразных частиц в безграничной вязкопластичной среде при всех возможных режимах обтекания.

На рис. 9.1 в виде точек представлены опытные данные различных авторов, характеризующие изменение C_f в диапазоне $10^{-1} \leq \overline{Re} \leq 5 \cdot 10^5$. Известны формулы, аппроксимирующие опытные данные в отдельных интервалах \overline{Re} .

Так, при $\overline{Re} \leq 1$ справедлива зависимость (кривая 1)

$$C_f = 24 \overline{Re}^{-1}; \quad \overline{Re} = \frac{u d_0 \rho}{\mu}, \quad (9.2)$$

где μ – абсолютная вязкость жидкости, Па·с.

После подстановки (9.2) в формулу (9.1) можно получить известную зависимость Стокса, выведенную теоретическим путем из дифференциальных уравнений гидродинамики без учета инерционных членов:

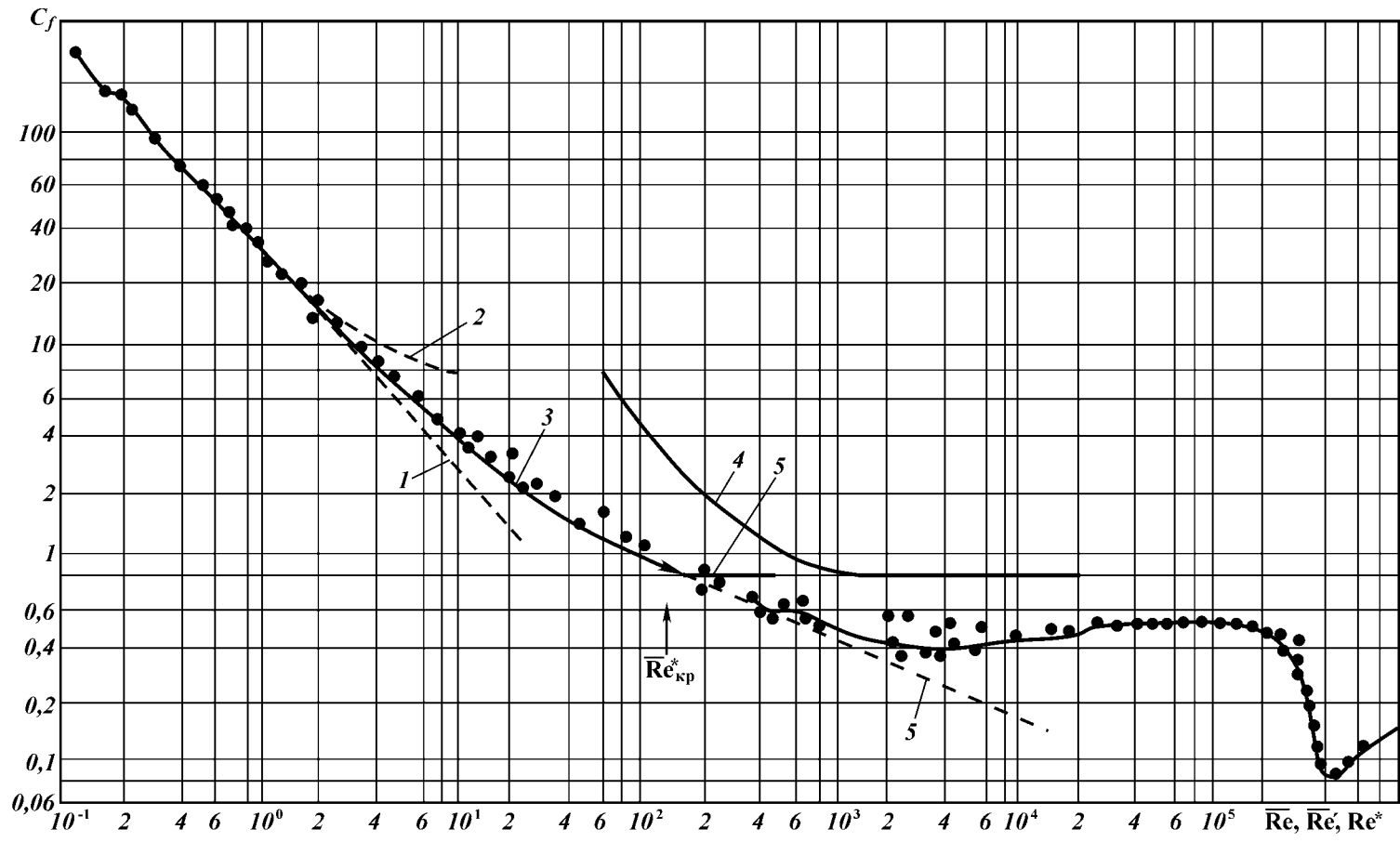


Рис. 9.1. Зависимость C_f от характеристик режимов обтекания частиц

$$u = \frac{d_0^2(\rho_{\text{ч}} - \rho)g}{18\mu}. \quad (9.3)$$

При $\overline{\text{Re}} \leq 5$ справедлива аналитическая зависимость Озеена (кривая 2), полученная при частичном учете сил инерции:

$$C_f = 24\overline{\text{Re}}^{-1}(1 + 1,88\overline{\text{Re}}). \quad (9.4)$$

Л.М. Левиным приводится формула

$$C_f = 24\overline{\text{Re}}^{-1}(1 + 1,17\overline{\text{Re}}^{0,665}), \quad (9.5)$$

хорошо аппроксимирующая экспериментальные данные (кривая 3) в широком диапазоне изменения критерия Рейнольдса

$$1 < \overline{\text{Re}} < 1000.$$

При значениях $1000 \leq \overline{\text{Re}} \leq 2 \cdot 10^5$ имеет место чисто турбулентный режим обтекания, коэффициент C_f не зависит от $\overline{\text{Re}}$ и может быть принят равным приблизительно 0,43 (см. рис. 9.1).

Процесс осаждения частиц в неньютоновских жидкостях изучен недостаточно. Зарубежные исследователи либо ограничиваются рассмотрением качественной стороны вопроса, либо ориентируются на необходимость оперативного определения скорости осаждения частиц по вычисленной скорости сдвига с использованием реограммы, снятой на специальном вискозиметре.

В 1932 г. была издана работа Р.И. Шищенко и Б.Д. Бакланова по экспериментальному определению скорости осаждения шарообразных частиц и кубиков в буровом растворе. Опытные данные представлены в координатах $k - \overline{\text{Re}}'$:

$$k = \sqrt{\frac{4g}{3C_f}}; \quad \overline{\text{Re}}' = \frac{ud_0\rho}{\eta + \tau_0/\gamma}; \quad \gamma = \frac{\tau_0(a-1)}{2\eta}; \quad a = \frac{d_0(\rho_{\text{ч}} - \rho)g}{G\tau_0}, \quad (9.6)$$

где $\overline{\text{Re}}'$ — обобщенный критерий Рейнольдса; η — пластическая вязкость, Па·с; τ_0 — динамическое напряжение сдвига, Па; γ — средний градиент скорости, принятый равным полусумме градиентов на границе шара и на поверхности возмущения среды, с^{-1} .

Пересчет k на C_f (табл. 9.1) позволил построить графическую зависимость (9.6) в координатах $C_f - \overline{\text{Re}}^*$ (кривая 4). Из графика (см. рис. 9.1) следует, что зависимости коэффициента сопротивления обтекания для ньютоновских и вязкопластичных жидкостей не совпадают между собой. Чисто турбулентный режим обтекания начинается при $\overline{\text{Re}}' \geq 700$, при этом $C_f = 0,82$ и не зависит от $\overline{\text{Re}}^*$. Указанное несовпадение создает соответствующие неудобства.

Так, кривая 4 (см. рис. 9.1) не может быть с достаточной уверенностью экстраполирована в область малых чисел Рейнольдса, наиболее интересных с точки зрения изучения условий, препятствующих осаждению.

Между тем экспериментальные данные Р.И. Шищенко и Б.Д. Бакланова могут быть по-новому интерпретированы при условии применения модифицированного определяющего критерия. Покажем это.

Таблица 9.1

Трансформация данных Р.И. Шищенко и Б.Д. Бакланова в новые переменные

Данные Р.И. Шищенко и Б.Д. Бакланова			Перевод данных в новые переменные			
k	a	\overline{Re}	$\overline{Re} = \overline{Re}' \frac{a+1}{a-1}$	$C_f = \frac{4g}{3k^2}$	$\frac{\tau_0 d_0}{u\eta} = \frac{\overline{Re} C_f}{8a}$	$\overline{Re}^* = \frac{\overline{Re}}{1 + \tau_0 d_0 / 3u\eta}$
15	1,7	100	386	5,81	165	7
20	2,2	170	454	3,27	85	16
30	3,5	350	630	1,45	32	54
40	7,0	750	997	0,82	15	166

Сила тяжести (вес) шарообразной частицы в жидкости

$$G = \pi d_0^3 (\rho_{\text{ч}} - \rho) g / 6.$$

Сила сопротивления F при падении шарообразной частицы любой жидкости равна произведению касательного напряжения сдвига на стенках шара τ^* на поверхность частицы πd_0^2 :

$$F = \tau^* \pi d_0^2.$$

В частном случае, когда действующая сила есть сила тяжести и шар равномерно падает в жидкость, $G = F$, тогда

$$\tau^* = d_0 (\rho_{\text{ч}} - \rho) g / 6. \quad (9.7)$$

Решая совместно (9.3) и (9.7), получим выражение, связывающее τ^* со средним градиентом скорости $\bar{\gamma}$ для ньютоновских жидкостей:

$$\tau^* = \mu \bar{\gamma}, \quad (9.8)$$

где

$$\bar{\gamma} = 3u/d_0. \quad (9.9)$$

Принимая во внимание вид функций, предназначенных для описания реологического состояния жидкостей, и имея в виду зависимости (9.8) и (9.9), для вязкопластичных сред можно записать

$$\tau^* = \tau_0 + \eta \frac{3u}{d_0}. \quad (9.10)$$

Объединяя формулы (9.7) и (9.10), получаем формулу для расчета скорости падения шарообразной частицы в безграничной вязкопластичной среде без учета инерционных сил:

$$u = \frac{d_0^2 (\rho_{\text{ч}} - \rho) g}{18\eta} - \frac{\tau_0 d_0}{3\eta}. \quad (9.11)$$

При $\tau_0 = 0$ зависимость (9.11) превращается в формулу Стокса (9.3).

Совместное решение уравнений (9.1) и (9.11) относительно C_f дает формулу

$$C_f = 24 \overline{Re}^{-1} \left(1 + \frac{\tau_0 d_0}{3u\eta} \right). \quad (9.12)$$

Из формулы (9.12) следует выражение для расчета нового модифицированного критерия Рейнольдса (\overline{Re}^*) для вязкопластичных жидкостей:

$$\overline{Re}^* = \overline{Re} \left(1 + \frac{\tau_0 d_0}{3u\eta} \right)^{-1}. \quad (9.13)$$

В табл. 9.1 выполнен перерасчет критерия \overline{Re}' на \overline{Re}^* . В результате кривая 4 (см. рис. 9.1) переместилась влево и полностью совместилась с кривой 3, отображающей зависимость $C_f(\overline{Re})$ для ньютоновских жидкостей. При этом критическое значение нового модифицированного критерия Рейнольдса (\overline{Re}^*) оказалось равным приблизительно 170.

По графику (см. рис. 9.1) при развитом турбулентном режиме обтекания

$$C_{f1} \approx 0,82 = \text{const} \quad (9.14)$$

при $\overline{Re}^* \geq 170$.

Поскольку экспериментальные данные для вязких жидкостей аппроксимируются зависимостью (9.5), для структурного и переходного режимов обтекания шарообразной частицы вязкопластичной жидкостью можно записать

$$C_{f2} = 24(\overline{Re}^*)^{-1} \left[1 + 0,17(\overline{Re}^*)^{0,665} \right] \quad (9.15)$$

при $1 < \overline{Re}^* < 170$.

При структурном режиме обтекания скорость осаждения следует вычислять по формуле (9.10), которая может быть получена также из формулы (9.1) путем подстановки значения

$$C_{f3} = 24(\overline{Re}^*)^{-1} \quad (9.16)$$

при $\overline{Re}^* \leq 1$.

Таким образом, зависимости (9.15) и (9.16) для расчета коэффициента сопротивления при обтекании шарообразной частицы безграничной вязкопластичной жидкостью совпадают с классическими формулами для ньютоновских жидкостей при замене критерия Рейнольдса новым модифицированным критерием \overline{Re}^* , вычисленным по формуле (9.13).

Коэффициент сопротивления при развитом турбулентном режиме обтекания шарообразной частицы вязкопластичной жидкостью примерно в 2 раза выше по сравнению с ньютоновской жидкостью.

В момент перехода к развитому турбулентному режиму обтекания выражение (9.13) примет вид

$$\overline{Re}_{кр}^* = \overline{Re}_{кр} \left(1 + \frac{\overline{He}}{3\overline{Re}_{кр}} \right)^{-1} \approx 170; \quad (9.17)$$

$$\overline{Re}_{кр} = u_{кр} d_0 \rho / \eta; \quad \overline{He} = \tau_0 d_0^2 \rho / \eta^2,$$

где $\overline{Re}_{кр}^*$ — критическое значение модифицированного критерия Рей-

нольдса; $\overline{Re}_{кр}$ – критическое значение критерия Рейнольдса, подсчитанного по критической скорости осаждения $u_{кр}$; \overline{He} – критерий Хедстрема для шарообразных частиц диаметром d_0 .

Из выражения (9.17) следует формула для расчета $\overline{Re}_{кр}$:

$$\overline{Re}_{кр} = 85 + (85^2 + 57\overline{He})^{1/2}. \quad (9.18)$$

При достаточно высоких значениях \overline{He} зависимость (9.18) можно упростить и привести к виду

$$u_{кр} = 7,5\sqrt{\tau_0/\rho}. \quad (9.19)$$

Так, погрешность расчета $u_{кр}$ при использовании формулы (9.19) выражения (9.18) составит: 3,5 % при $\overline{He} = 10^5$, 2,5 % при $\overline{He} = 3 \cdot 10^5$, 1,6 % при $\overline{He} = 5 \cdot 10^5$.

Сопоставляя формулу (9.19) с известной зависимостью для расчета критической скорости потока в кольцевом пространстве, можно убедиться, что последняя почти в 3 раза больше критической скорости осаждения частиц. Таким образом, количественно подтвержден вывод Р.Ф. Уханова о возможности турбулентного режима обтекания частиц при структурном (квазиламинарном) режиме течения вязкопластичной жидкости в кольцевом пространстве бурящейся скважины.

Согласно формуле (9.13) выражение для расчета эффективной вязкости следует представить в виде

$$\overline{\eta}^* = \eta \left(1 + \frac{\tau_0 d_0}{3u\eta} \right). \quad (9.20)$$

Учитывая доказанное условие идентичности формул и имея в виду (9.20), запишем зависимость О.М. Тодеса, Р.Б. Розенбаума, предназначенную для расчета скорости обтекания шарообразных частиц в ньютоновских жидкостях, в виде

$$\overline{Re}^* = \overline{Ar}^* \left[18 + 0,61(\overline{Ar}^*)^{0,5} \right]^{-1};$$

$$\overline{Re}^* = \overline{Re} \left(1 + \frac{\tau_0 d_0}{3u\eta} \right)^{-1}; \quad \overline{Ar}^* = \overline{Ar} \left(1 + \frac{\tau_0 d_0}{3u\eta} \right)^{-2}; \quad (9.21)$$

$$\overline{Re} = \frac{ud_0\rho}{\eta}; \quad \overline{Ar} = \frac{d_0^2(\rho_ч - \rho)g}{\eta^2}; \quad 0 \leq \overline{Re}^* < 170,$$

где \overline{Re}^* ; \overline{Ar}^* – модифицированные критерии Рейнольдса и Архимеда соответственно.

После преобразования формулы (9.21) получим

$$\overline{Re} = \frac{\overline{Ar} - 6\overline{He}}{16 + 0,6\sqrt{\overline{Ar}}}. \quad (9.22)$$

Уравнение (9.22) позволяет в явном виде определять скорость осаждения частиц при квазиламинарном и переходном режимах обтекания ($\overline{Re} < \overline{Re}_{кр}$) по вычисленным значениям критериев \overline{He} и \overline{Ar} .

При развитии турбулентном режиме обтекания ($\overline{Re} \geq \overline{Re}_{кр}$) следует принять $C_f \approx 0,82 = \text{const}$ и вычислять скорость осаждения непосредственно по уравнению Риттингера (9.1).

Поправку на стесненность движения в скважине можно ввести в соответствии с рекомендациями Р.Ф. Уханова, А.В. Голованчикова и др., после чего формулы (9.1) и (9.22) принимают соответственно вид

$$u = \left(1,1 - 0,963 \frac{d_0}{D - d_n} \right) \sqrt{\frac{4}{3} d_0 \frac{\rho_{ч} - \rho}{\rho} g}; \quad (9.23)$$

$$\overline{Re} = \frac{\overline{Ar} \varepsilon^{4,75} - 6\overline{He}}{18 + 0,61 \sqrt{\overline{Ar} \varepsilon^{4,75}}}; \quad \varepsilon = 1 - \frac{\pi d_0^2 v_m}{4 Q}, \quad (9.24)$$

где ε — безразмерный коэффициент, характеризующий стесненное движение; D — диаметр скважины, м; d_n — наружный диаметр бурильных труб, м; v_m — средняя механическая скорость бурения, м/с; Q — подача насосов, м³/с.

Таким образом, аналитико-экспериментальным путем установлены закономерности изменения скоростей осаждения частиц шлама в покоящихся буровых растворах с учетом стесненного движения и режимов обтекания. Обнаружена адекватная аппроксимация опытных данных классическими зависимостями для ньютоновских жидкостей при условии замены в определяющих критериях абсолютной вязкости на новую — эффективную (η^*). Критериальное уравнение (9.24) позволяет в явном виде определить скорости осаждения частиц шлама при квазиламинарном и переходном режимах обтекания. Определены условия перехода к турбулентному режиму обтекания, обуславливающие адекватный расчет скорости осаждения по формуле Риттингера при постоянном значении коэффициента сопротивления ($C_f = 0,82$) обтекания частиц.

9.3. МЕСТНЫЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЕ

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

$$\Delta p = \alpha \rho Q^2, \quad (9.25)$$

где α — коэффициент гидравлических сопротивлений, который для каждого элемента в первом приближении можно принять постоянным. Наибольшее значение коэффициента α имеет в забойных гидравлических двигателях, гидромониторных долотах и замковых соединениях типа ЗН. Лишь для немногих простейших моделей местных сопротивлений, например, внезап-

ного расширения трубы, коэффициент α можно определить теоретически. Обычно его находят экспериментальным путем.

Коэффициент α наземной обвязки циркуляционной системы находится по формуле

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_{ш} + \alpha_b + \alpha_k, \quad (9.26)$$

где $\alpha_c, \alpha_{ш}, \alpha_b, \alpha_k$ – коэффициенты сопротивлений элементов обвязки, определяемые по данным ВНИИБТ (табл. 9.2).

Ввиду переменной геометрии каналов турбобуры можно считать одним из местных сопротивлений и перепад давления в них также вычислять по формуле (9.25) при

$$\alpha = \frac{\Delta p_{тн}}{\rho_c Q_{тн}^2}, \quad (9.27)$$

где $\Delta p_{тн}$ – перепад давления в турбобуре при номинальном режиме его работы на жидкости с известной подачей $Q_{тн}$ 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 (9.25) удобнее представить в традиционном виде:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (9.28)$$

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 диаметр поперечного сечения канала d_b :

$$F = \pi d_b^2 / 4, \quad (9.29)$$

где d_b – диаметр поперечного сечения канала.

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 отлича-

Таблица 9.2

Элемент обвязки	Условный размер, мм	Диаметр проходного сечения, мм	Обозначение в формуле (9.26)	$\alpha \cdot 10^{-5}, \text{ м}^{-4}$
Стойка	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

ются 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 (9.28), в которой в качестве характерного берется эквивалентный диаметр поперечного сечения кольцевого канала между трубами и стенкой скважины ($d_c - d_n$):

$$F = \pi(d_c^2 - d_n^2)/4, \quad (9.30)$$

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

При этом коэффициент ξ вычисляют по формуле

$$\xi = 2 \left(\frac{d_c^2 - d_n^2}{d_c^2 - d_m^2} - 1 \right)^2, \quad (9.31)$$

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 вычисленный перепад давления умножить на число замков или муфт.

Для расчета перепада давлений в долоте также пользуются формулой (9.28), 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 μ , 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.

9.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ПРИ БУРЕНИИ С ПРОМЫВКОЙ НЕСЖИМАЕМЫМИ ЖИДКОСТЯМИ

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

Некоторые исходные данные для расчета 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:

$$Q = \frac{\pi(d_c^2 - d_n^2)}{4} v_k, \quad (9.32)$$

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:

$$Q \geq \frac{\pi d_c^2}{4} a, \quad (9.33)$$

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

$$Q = mpQ_n,$$

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

$$\rho = \min \left\{ \frac{k_p p_{\text{пл}}}{gL_k}, \frac{p_{\text{пл}} + \Delta p_p}{gL_k} \right\}, \quad (9.34)$$

где ρ — плотность промывочной жидкости, кг/м³; $p_{\text{пл}}$ — пластовое давление, Па; g — ускорение силы тяжести, м/с²; 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 :

$$k_p = 1,1 \div 1,15; \quad \Delta p_p = 1,5 \text{ МПа при } L_k < 1200 \text{ м};$$

$$k_p = 1,05 \div 1,1; \quad \Delta p_p = 2,5 \text{ МПа при } 1200 \text{ м} \leq L_k \leq 2500 \text{ м};$$

$$k_p = 1,04 \div 1,07; \quad \Delta p_p = 3,5 \text{ МПа при } L_k > 2500 \text{ м}.$$

Рассчитанную по формуле (9.34) 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:

$$\rho < \frac{p_r - \sum(\Delta p_{\text{кп}}) - (1 - \varphi)(\rho_{\text{ш}} g L_{\text{п}})}{\varphi g L_{\text{п}}}, \quad (9.35)$$

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; $\sum(\Delta p_{\text{кп}})$ — потери давления при движении промывочной жидкости в затрубном пространстве на пути от подошвы рассматриваемого пласта до устья скважины, Па; $\rho_{\text{ш}}$ — плотность шлама, кг/м³; $L_{\text{п}}$ — 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

$$M_t = M_{\text{тн}} \frac{\rho Q^2}{\rho_c Q_{\text{тн}}^2}, \quad (9.36)$$

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

9.5. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ЭЛЕМЕНТАХ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

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

$$\Delta p = \sum(\Delta p_i) = \sum(\Delta p_{\text{тр}}) + \sum(\Delta p_{\text{кп}}) + \Delta p_{\text{мт}} + \Delta p_{\text{мк}} + \Delta p_{\text{o}} + \Delta p_{\text{т}} + \Delta p_{\text{д}} + \Delta p_{\text{г}}, \quad (9.37)$$

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_{o} – 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

$$Re_{\text{кр}} = 2100 + 7,3Ne^{0,58}. \quad (9.38)$$

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:

$$Re_{\text{т}} = \rho v_{\text{т}} d_{\text{т}} / \eta = 4\rho Q / \pi d_{\text{т}} \eta; \quad (9.39)$$

$$Re_{\text{кп}} = \frac{\rho v_{\text{кп}} (d_{\text{с}} - d_{\text{н}})}{\eta} = \frac{4\rho Q}{\pi (d_{\text{с}} - d_{\text{н}}) \eta}, \quad (9.40)$$

где $v_{\text{т}} = 4Q / (\pi d_{\text{т}}^2)$, $v_{\text{кп}} = \frac{4Q}{\pi (d_{\text{с}}^2 - d_{\text{н}}^2)}$ – средняя скорость жидкости соответственно в трубах и кольцевом канале; $d_{\text{т}}$, $d_{\text{н}}$ – 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

$$\Delta p_{\text{т}} = \lambda_{\text{т}} \frac{\rho v_{\text{т}}^2}{2d_{\text{т}}} l = \lambda_{\text{т}} \frac{8\rho Q^2 l}{\pi^2 d_{\text{т}}^5}; \quad (9.41)$$

в кольцевом пространстве

$$\Delta p_{\text{кп}} = \lambda_{\text{кп}} \frac{\rho v_{\text{кп}}^2}{2(d_{\text{с}} - d_{\text{н}})} l, \quad (9.42)$$

где l – длина секции бурильных труб одинакового диаметра $d_{\text{т}}$ или $d_{\text{н}}$, м;

$\lambda_T, \lambda_{\text{кп}}$ — коэффициенты гидравлического сопротивления трения в трубах и кольцевом пространстве. Их значения следует вычислять по формулам:

$$\lambda_T = 0,1 \left(\frac{1,46k}{d_T} + \frac{100}{\text{Re}_T} \right)^{0,25}; \quad (9.43)$$

$$\lambda_{\text{кп}} = 0,107 \left(\frac{1,46k}{d_c - d_n} + \frac{100}{\text{Re}_{\text{кп}}} \right)^{0,25}. \quad (9.44)$$

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 (9.43) и (9.44) 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 следующий упрощенный вид:

$$\Delta p_T = \frac{4\tau_0 l}{\beta_T d_T}; \quad (9.45)$$

$$\Delta p_{\text{кп}} = \frac{4\tau_0 l}{\beta_{\text{кп}}(d_c - d_n)}, \quad (9.46)$$

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

$$S_T = \frac{\tau_0 d_T}{\eta v_T} = \frac{\pi \tau_0 d_T^2}{4\eta Q}; \quad (9.47)$$

$$S_{\text{кп}} = \frac{\tau_0(d_c - d_n)}{\eta v_{\text{кп}}} = \frac{\pi \tau_0(d_c - d_n)^2(d_c + d_n)}{4\eta Q}. \quad (9.48)$$

По формулам (9.42), (9.46) 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_T и его длина l_T . Местные потери давления от замков в кольцевом пространстве определяются из выражения

$$\Delta p_{\text{МК}} = \frac{l}{l_T} \left(\frac{d_c^2 - d_n^2}{d_c^2 - d_m^2} - 1 \right)^2 \rho v_{\text{кп}}^2, \quad (9.49)$$

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

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

$$\Delta p_{\text{MT}} = \xi \frac{\rho v_{\text{кп}}^2}{2} \frac{l}{l_T}. \quad (9.50)$$

Потери давления в наземной обвязке находят по формуле

$$\Delta p_0 = (\alpha_c + \alpha_{ш} + \alpha_v + \alpha_k) \rho Q^2, \quad (9.51)$$

где α_c , $\alpha_{ш}$, α_v , α_k — коэффициенты гидравлических сопротивлений различных элементов обвязки (см. табл. 10.2).

Перепад давления в турбобуре вычисляют исходя из кинематического подобия по формуле

$$\Delta p_T = \Delta p_{тн} \frac{\rho Q^2}{\rho_c Q_{тн}^2}, \quad (9.52)$$

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

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

9.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ДОЛОТЕ. ВЫБОР ГИДРОМОНИТОРНЫХ НАСАДОК

Резерв давления Δp_A , 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 $\Delta p = \sum(\Delta p_i)$:

$$\Delta p_A = bp_n - \sum(\Delta p_i), \quad (9.53)$$

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

$$v_A = \mu \sqrt{2\Delta p_A / \rho}, \quad (9.54)$$

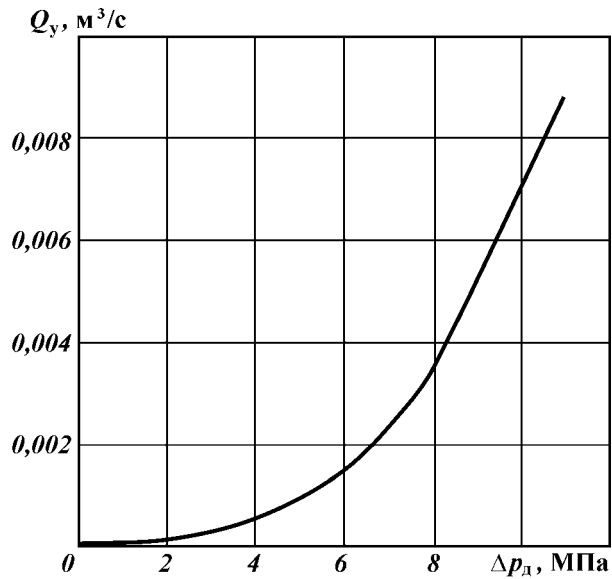
где μ — коэффициент расхода, значение которого следует принимать равным 0,95. Если полученное исходя из резерва давления значение $v_A \geq 80$ м/с, то это означает, что рассматриваемый интервал можно бурить с использованием гидромониторных долот.

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 $\Delta p_{кр} = 12 \div 13$ МПа. Поэтому по формуле (9.54) необходимо подобрать такие значения v_A и Δp_A , чтобы выполнялись условия

$$v_A \geq 80 \text{ м/с}; \quad \Delta p_A < \Delta p_{кр}. \quad (9.55)$$

При выполнении условий (9.55) рассчитывается суммарная площадь насадок гидромониторного долота Φ по формуле

Рис. 9.2. Зависимость утечек жидкости через пяту-сальник турбобура от перепада давления в долоте



$$\Phi = (Q - Q_y) / v_A \quad (9.56)$$

где $Q_y = \sqrt[3]{\Delta p_A / k\rho}$ – 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 (9.32) и (9.33), то названные условия будут соблюдены.

Зависимость Q_y от Δp_A для каждого конкретного турбобура легко найти экспериментально. Приближенное значение Q_y можно определить по рис. 9.2 для турбобура 5ТСШ-195ТЛ.

По значению Φ подбирают диаметры насадок гидромониторного долота.

Если для данного долота $v_A < 80$ 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

$$\Delta p_A = \rho v_A^2 / 2\mu^2. \quad (9.57)$$