



Н.МАКОВЕЙ

ГИДРАВЛИКА БУРЕНИЯ



NECULAI MACOVEI

HIDRAULICA FORAJULUI



EDITURA TEHNICĂ
BUCUREȘTI
1982

Н.МАКОВЕЙ

ГИДРАВЛИКА БУРЕНИЯ

Перевод с румынского
В. И. Балабана

Редактор перевода
кандидат технических наук
А. И. Литвинов

МОСКВА • НЕДРА • 1986

Маковей Н. Гидравлика бурения. Пер. с рум.— М.: Недра, 1986.— 536 с.

Рассмотрены общие положения гидравлики применительно к бурению, вопросы реологии и реометрии буровых и цементных растворов, их тиксотропные свойства, методы определения реологических параметров буровых растворов разных типов и рецептур, конструкции вискозиметров. Проанализированы феноменологические реологические модели. Представлены анализ и решения уравнения движения буровых и тампонажных растворов. Уделено внимание анализу давлений в скважине, очистке забоя, транспорту шлама по кольцевому каналу, а также бурению с очисткой забоя воздухом и с использованием высоконапорных струй жидкости.

Для инженерно-технических работников, занимающихся бурением нефтяных и газовых скважин.

Табл. 52, ил. 263, список лит. — 386 назв.

Рекомендовано к переводу д-ром техн. наук А. И. Булатовым (ВНИИКР-нефть)

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ
ИЗДАНИЕ

Николай Маковей
ГИДРАВЛИКА БУРЕНИЯ

Редактор издательства *М. С. Чумакина*
Переплет художника *К. В. Голикова*
Художественный редактор *В. В. Шутько*
Технические редакторы *Л. Н. Шиманова, Л. Г. Лаврентьева*
Корректор *Э. А. Ляхова*
ИБ № 6703

Сдано в набор 17.03.86. Подписано в печать 11.06.86. Формат 60×90/16.
Бумага типографская № 1. Гарнитура Литературная. Печать высокая.
Усл. печ. л. 33,5. Усл. кр.-отт. 33,5. Уч.-изд. л. 35,84. Тираж 3000 экз.
Заказ № 936/905—5. Цена 2 р. 80 к.

Ордена «Знак Почета» издательство «Недра», 103633,
Москва, Третьяковский проезд, 1/19

Ленинградская типография № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.

М 2504030300—337 317—86
043(01)—86

© Перевод на русский язык, издательство «Недра», 1986

Предисловие

Из всей энергии, затрачиваемой на бурение скважин, собственно на процесс бурения, т. е. на формирование отверстия в горных породах, приходится лишь несколько процентов. Это может показаться парадоксальным, но дело обстоит именно так. Сюда входят и затраты энергии на преодоление трения бурильной колонны о стенки скважины. Примерно 15—20 % энергии затрачивается на проведение спуско-подъемных операций, связанных с заменой изношенного долота новым. На очистку забоя скважины от выбуренной породы и вынос ее на дневную поверхность используется 70—80 % энергии. Энергии, расходуемой только одной буровой установкой типа F-200 или F-320 общей мощностью 2—3 тыс. кВт, вполне достаточно для удовлетворения потребностей небольшого города.

В этой связи встает несколько вопросов. Где и каким образом затрачивается столь большое количество энергии? Какова эффективность этих затрат? Для чего необходимы мощные буровые насосы (920, 1170 и даже 1840 кВт) с максимальными давлениями нагнетания 30—40 МПа? Каковы перспективы нового гидромониторного способа бурения, для реализации которого потребуются, вероятно, еще более мощные насосы? Наконец, существует ли менее энергоемкая альтернатива роторно-гидравлическому способу бурения, преобладание которого не исключается по крайней мере до 2000 г.?

Разумеется, нелегко найти исчерпывающие ответы на эти проблематичные вопросы. Однако, если по прочтении этой книги читатель сможет наметить возможные ответы на все эти вопросы и пути решения поставленных проблем, автор с уверенностью будет считать, что цель его работы достигнута.

Автор.

Глава 1.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. НАЗНАЧЕНИЕ БУРОВЫХ РАСТВОРОВ

Современный этап технологии бурения начинается примерно с середины XIX в. Он обусловлен развитием нефтяной промышленности, хотя бурение скважин часто осуществляется не только с целью добычи нефти. В течение длительного времени бурение производилось ударным способом и применялось для строительства водяных колодцев. Очистка забоя от выбуренной породы выполнялась периодически с помощью инструмента, напоминающего ковш.

Только в начале нынешнего века стали применять роторный способ бурения, обеспечивающий непрерывную очистку забоя скважины от выбуренной породы и вынос последней на поверхность непосредственно в процессе бурения. Буровой инструмент (долото) спускается на забой на колонне бурильных труб, которая обеспечивает и его вращение. Внутри бурильной колонны закачивается буровой раствор, который, вытекая через отверстия в долоте, очищает забой скважины и охлаждает породоразрушающий инструмент, а затем поднимается на поверхность по кольцевому пространству между бурильными трубами и стенками скважины, увлекая с собой выбуренную породу (шлам). Этот способ бурения стал называться роторно-гидравлическим; в различных вариантах он находит самое широкое применение и в настоящее время.

Следует отметить, что идея закачки воды внутрь колонны бурильных труб появилась еще в середине прошлого века (предположительно во Франции в 1845 г.), однако реализация ее в ударном бурении не получила широкого распространения.

Таким образом, основное назначение бурового раствора — непрерывная очистка забоя скважины от шлама и удаление его из рабочего пространства породоразрушающего инструмента. Расход бурового раствора и скорость его истечения из насадок долота должны обеспечивать максимальную эффективность разрушения породы. Вместе с тем циркулирующий буровой раствор охлаждает и смазывает долото и колонну бурильных труб, снижает трение о стенки скважины, предотвращая тем самым преждевременный износ бурильных труб.

В процессе бурения скважины нередко встречаются пласты, содержащие жидкость или газ, находящиеся под определенным давлением, а также пласты, представленные неустойчивыми породами. В таких случаях буровой раствор, создавая противодавление на стенки скважины, позволяет избежать нежелательное проникновение пластовых флюидов в скважину и разрушение ее стенок. Эту роль могут выполнять только буровые

растворы достаточно высокой плотности — как правило, полидисперсные системы, дисперсионной средой которых является жидкость.

При фильтрации дисперсной фазы в поры разбурываемых пластов часть твердых частиц, находящихся в буровом растворе, откладывается на стенке скважины в виде корки, называемой кольматационной (или фильтрационной). Кольматация в какой-то мере способствует укреплению слабосцементированных или рыхлых пород в скважине, предупреждая тем самым их эрозию или обвал.

Иногда буровой раствор используют в качестве рабочего агента для гидравлического или пневматического двигателя, устанавливаемого непосредственно над долотом, чтобы привести его во вращательное движение. Это может быть турбобур или объемный винтовой двигатель, гидро- или пневмоударник.

В настоящее время в практику бурения начинает внедряться метод бурения, при котором буровой раствор выполняет функцию породоразрушающего инструмента. Это — гидромониторный способ бурения при высоких перепадах давления на долоте. Буровой раствор может также выполнять некоторые вспомогательные функции, например служить рабочей жидкостью для некоторых типов ловильного инструмента, использоваться при испытании обсадных колонн и цементировании скважин, для вызова притока нефти или газа, для нейтрализации токсичных газов и т. д.

1.2. ПРИРОДА И СОСТАВ БУРОВЫХ РАСТВОРОВ

В зависимости от условий и возможностей при бурении скважин применяют следующие флюиды:

- газы (воздух, реже природные газы);
- однофазные жидкости (техническая вода, необработанная нефть);
- многофазные системы: газ — жидкость, жидкость — жидкость, жидкость — твердая фаза (аэрозоли, пены, эмульсии, коллоидные растворы, растворы электролитов, суспензии, аэрированные жидкости).

Буровые флюиды лучше всего классифицировать по дисперсионной среде.

1. Газообразные флюиды:

- а) воздух (природные газы);
- б) аэрозоли (мельчайшие частицы воды, диспергированной в газе).

2. Растворы на водной основе:

- а) техническая вода;
- б) растворы электролитов (NaCl , CaCl_2 , KCl , Br_2Zn);
- в) буровые растворы с глинистой дисперсной фазой. Они могут быть необработанными; обработанными разжижителями, а также понизителями фильтрации, трения, адгезионных

свойств раствора и т. д.; ингибированными; содержащими ионы кальция (известь, гипс, хлорид кальция), соленасыщенными (NaCl, KCl), с добавками хромлигнита и феррохромлигносульфоната;

г) растворы с малым содержанием твердой фазы (недиспергированные) — объемная доля менее 4 %;

д) растворы, содержащие полимерные реагенты;

е) аэрированные растворы;

ж) пенные эмульсии.

Возможно также эмульгирование в буровых растворах нефти и нефтепродуктов (не более 20 % дизельного топлива или подобных ему углеводородов; вода при этом служит дисперсионной средой).

3. Растворы на основе нефтепродуктов, в которых дисперсионной средой является дизельное топливо или необработанная нефть, а вода и другие компоненты составляют дисперсную фазу. Они подразделяются на растворы на нефтяной или битумной основе и инвертные (обращенные) эмульсии.

В настоящее время наиболее распространенными остаются глинистые буровые растворы, обработанные или необработанные, часто утяжеленные инертными наполнителями (обычно баритом), иногда эмульгированные. Однако в последнее время с увеличением глубин бурения все более широкое применение находят инвертные эмульсии, растворы электролитов и термостойкие полимерные растворы.

Используемые буровые растворы, как правило, представляют собой жидкости (т. е. несжимаемые среды). Исключение составляют лишь газированные, аэрированные и пенообразные буровые растворы.

1.3. СВОЙСТВА БУРОВЫХ РАСТВОРОВ

Степень выполнения буровыми растворами вышеперечисленных функций и их соответствие разбуриваемым горным породам, а также обеспечение таких условий, как стабильность, антикоррозионность, нетоксичность и т. п., определяются их физико-химическими свойствами.

1. Плотность. Ее значение колеблется от 0,7 кг/м³ для природных газов до 2400 кг/м³ для утяжеленных буровых растворов. На рис. 1.1 показан диапазон плотностей различных буровых растворов.

С увеличением глубины скважины плотность бурового раствора регулируется таким образом, чтобы развиваемое им гидростатическое давление препятствовало проникновению флюидов из трещин или пор горных пород в скважину и разрушению ее стенок. Однако гидростатическое давление столба бурового раствора должно быть ниже давления разрыва пород, при котором в пластах образуются трещины, поглощающие буровой раствор.

В то же время следует помнить о том, что уменьшение давления на забое скважины облегчает процесс разрушения пород.

2. Реологические свойства. Существуют параметры, количественно характеризующие поведение буровых растворов при их течении или деформации.

За исключением газов и некоторых однофазных жидкостей, буровые и тампонажные цементные растворы, будучи системами гетерогенными, при деформации ведут себя не так, как ньютоновские жидкости: их поведение нельзя описать одним лишь коэффициентом вязкости. Они обладают более сложными структурно-механическими свойствами; помимо вязкостных, у них наблюдаются пластические и даже упругие свойства, присущие твердым телам.

Реологические параметры буровых растворов интересуют буровиков по многим соображениям. Их контролируют с целью:

- определения давления в различных точках циркуляционной системы, особенно на линии нагнетания буровых насосов (компрессоров) и в кольцевом пространстве, а также давления, действующего на стенки скважины во время проведения различных технологических операций;

- разработки режима бурения (определения расхода бурового раствора, скорости восходящего потока в кольцевом пространстве, диаметра насадок долота и т. д.) и определения затрат энергии на циркуляцию;

- определения условий промывки забоя и выноса шлама на поверхность, а также с целью оценки взвешивающей способности бурового раствора в период прекращения его циркуляции в скважине;

- определения режима работы гидравлических или пневматических забойных двигателей;

- расчета затрат энергии, необходимых для преодоления трения между колонной бурильных или обсадных труб и буровым раствором.

2400 кг/м³

2200	Утяжеленные буровые растворы
2000	
1800	
1600	
1400	
1200	Вода, насыщенная CaCl ₂
1000	Граница утяжеленных растворов Растворы с низким содержанием твердой фазы
800	Вода
600	Нефть
400	
200	
0	
	Аэрированные растворы
	Воздух, аэрозоли, стабильные пены

Рис. 1.1. Плотность буровых растворов

За исключением случаев, когда требуется поддерживать транспортирующую и взвешивающую способность бурового раствора на высоком уровне, вязкость бурового раствора по возможности должна быть минимальной.

Для удержания во взвешенном состоянии частиц выбуренной породы при остановке циркуляции определяющее значение имеет свойство коллоидных систем в статических условиях образовывать структуру (гель). Однако слишком высокие значения прочности геля приводят к значительным колебаниям давления в скважине при проведении спуско-подъемных операций или в момент начала циркуляции.

3. Фильтрационные и кольтматационные свойства. При проходке проницаемых пластов, если давление столба бурового раствора в скважине превышает пластовое давление, часть свободной жидкой фазы раствора фильтруется через стенки скважины. Это явление сопровождается отложением твердых частиц на стенках скважины в виде закупоривающей корки. Поскольку по сравнению с проницаемостью породы ($0,01-1 \text{ мкм}^2$) проницаемость этой корки очень низкая (порядка 1 нм^2), скорость фильтрации зависит главным образом от характеристик корки (исключение составляет лишь кратковременный начальный период коркообразования). Фильтрационные свойства корки зависят, в свою очередь, от природы и состава бурового раствора.

Объем отфильтровавшейся в пласты жидкости пропорционален количеству отложившихся на стенках скважины твердых частиц, поэтому состав и свойства бурового раствора в скважине практически не меняются вследствие фильтрации дисперсионной среды и кольтматации проницаемых пластов. Скорость фильтрации, определяющую объем отфильтровавшейся жидкости, необходимо знать в связи с тем, что наличие фильтрата в проницаемых пластах может привести к многочисленным осложнениям как в процессе бурения, так и при освоении скважины [1].

4. Стабильность — свойство гетерогенных систем сохранять во времени исходное дисперсное состояние. Известно, что благодаря своей огромной поверхности раздела эти системы постоянно проявляют тенденцию к такому равновесному состоянию, при котором поверхность раздела между фазами и свободная поверхностная энергия были бы минимальными. Эта тенденция приводит к агрегированию диспергированных частиц и расслоению системы, чему способствует также различная плотность фаз.

Отсутствие стабильности системы выражается в появлении на ее поверхности жидкой фазы, осаждении твердых частиц, подъеме пузырьков газа, объемном изменении плотности системы, коалесценции диспергированных капель в эмульсиях, пене или аэрозоле вплоть до полного разрушения системы. Нестабильность приводит также к изменению реологических свойств системы как во времени, так и в объеме.

5. Удельное электрическое сопротивление. Для определения по данным электрического каротажа характеристик геологических формаций, вскрываемых скважиной, а также свойств и объема воды, внедрившейся в буровой раствор из пластов, необходимо знать удельные электрические сопротивления бурового раствора, фильтрационной корки и фильтрата.

Удельное электрическое сопротивление бурового раствора определяется природой дисперсионной среды, температурой, концентрацией солей и в какой-то мере типом и концентрацией твердой фазы в растворе.

Удельное электрическое сопротивление буровых растворов изменяется в довольно широких пределах: от 0,1 до 1 Ом·м для пресноводных буровых растворов и от 1 до 10 Ом·м для растворов на основе минерализованной воды. Оно в значительной мере зависит от степени минерализации используемой воды, а для растворов на углеводородной основе оно практически не ограничено. Некоторые экспериментальные данные об удельном электрическом сопротивлении буровых растворов приводятся в работе [2].

6. Теплопроводность и удельная теплоемкость. Знание этих характеристик необходимо для определения радиального и продольного (по стволу скважины) распределения температуры как в процессе бурения или цементирования, так и в периоды отсутствия циркуляции. Их значения зависят от состава бурового раствора и его температуры.

Удельная теплоемкость бурового раствора снижается с увеличением содержания глин. По данным Шацова, для растворов плотностью 1200 кг/м³, приготовленных из различных глин, диапазон изменения удельной теплоемкости довольно мал: 3100—3220 Дж/(кг·К), что составляет 74—77 % теплоемкости воды, равной 4186 Дж/(кг·К).

Кулиев, Есьман и Габузов (ссылка на них в работе [3]) предлагают для всех типов буровых растворов, включая и утяжеленные, следующую эмпирическую зависимость удельной теплоемкости бурового раствора:

$$c = 1400 + 2820/\rho^{3,3}, \quad (1.1)$$

где плотность ρ выражена в кг/дм³.

Для суспензий справедливо правило аддитивности Джоуля-Коппа:

$$c_{am} = \frac{c_s \rho_s r + c_l \rho_l (1 - r)}{r \rho_s + (1 - r) \rho_l}, \quad (1.2)$$

где c_{am} — удельная теплоемкость смеси; c_s — удельная теплоемкость частиц во взвешенном состоянии; c_l — удельная теплоемкость жидкой фазы; ρ_s — плотность твердой фазы; ρ_l — плотность жидкости; r — концентрация твердых частиц.

Таблица 1.1

Материал (вещество)	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)
Сухой воздух	1	0,025
Пресная вода	4180	0,60
Нефть	1700—1900	0,11—0,13
Буровые растворы	1600—4180	0,58—0,65
Сталь	480	35—50
Цемент	780	1,05
Глины	780—980	1—2
Мергели	700—900	1,5—2,7
Песчаники	700—1000	1,4—2,7
Известняки	820—950	1,9—2,7
Доломиты	880	1,5—2,7
Соли	860	4,5—5,5
Граниты	800—1100	1,9—3,2

Наконец, другая эмпирическая формула, полученная Яновским путем обработки данных Шацова (ссылка в работе [3]), учитывает температуру t (в °С), при которой определяется теплоемкость;

$$c = 4186 - [2500 - 7,5t + 4,6(1-s)]r, \quad (1.3)$$

где s — содержание кремнезема в глинах.

Для более точного определения величины c необходимо провести соответствующие эксперименты.

Коэффициенты теплопроводности бурового раствора обычно определяют по формуле Максвелла:

$$\lambda_{am} = \lambda_l \frac{2\lambda_l + \lambda_s - 2r(\lambda_l - \lambda_s)}{2\lambda_l + \lambda_s - r(\lambda_l - \lambda_s)}, \quad (1.4)$$

где λ_{am} , λ_l , λ_s — коэффициенты теплопроводности смеси, жидкости и твердой фазы соответственно, Вт/(м·К). Следует отметить, что и коэффициент теплопроводности λ изменяется в зависимости от температуры.

В табл. 1.1 представлены значения этих параметров, замеренных при комнатной температуре, для некоторых веществ, используемых при бурении скважины.

Кроме отмеченных определяются и другие физико-химические свойства буровых растворов [1].

1.4. ФУНКЦИИ И СОСТАВ ТАМПОНАЖНЫХ ЦЕМЕНТНЫХ РАСТВОРОВ

После крепления скважины обсадной колонной в кольцевое пространство между обсадными трубами и стенками скважины частично или по всей длине колонны закачивают вязущий материал (обычно тампонажный цементный раствор), предназна-

ченный для герметизации затрубного пространства. Таким образом предотвращается свободная циркуляция флюидов за колонной обсадных труб и достигается эффективное укрепление стенок скважины.

Как правило, тампонажный раствор закачивают внутрь обсадной колонны, а в кольцевое пространство он попадает через башмак колонны (или через отверстия в колонне, выше которых предстоит зацементировать скважину). После тампонажного раствора закачивают буровой раствор, объем которого равен объему обсадной колонны до цементировочной муфты.

Иногда тампонажный раствор закачивают в скважину и в других целях, например при борьбе с поглощениями бурового раствора или в случае притока пластовых флюидов, при частичном цементировании скважины (вследствие непредвиденных осложнений в процессе бурения, оставления в скважине бурового инструмента или части бурильной колонны), при возврате на вышележащие горизонты при испытании скважины, при глушении скважины и т. д.

Тампонажные цементные растворы без добавок плотностью 1700—1900 кг/м³ готовятся из смеси воды и цемента при массовой доле воды 45—65 %. При меньшем содержании воды раствор получается слишком вязким, чтобы его закачать, а при большей доле воды раствор неустойчив. Для регулирования свойств тампонажного раствора иногда в него добавляют незначительные количества разжижителей, понизителей фильтрации, замедлителей или ускорителей схватывания, понизителей трения и т. п.

Растворы повышенной плотности (до 2300 кг/м³) можно приготовить путем добавления инертного вещества большой плотности, например барита.

Вязущие смеси пониженной плотности (1100—1200 кг/м³) получают либо увеличением водоцементного отношения с применением гидрофильной добавки (бентонита), либо частичной заменой цемента сравнительно легкими гидрофильными материалами (диатомит, зола, мел, известь, гильсонит, различные полимеры).

Для повышения термостойкости тампонажных растворов, кроме применения цементов с повышенным содержанием SiO₂, прибегают к частичной замене цемента кварцевым песком или доменным шлаком. Иногда в воду добавляют различные соли, например NaCl, KCl, MgCl₂. В отличие от буровых растворов, для тампонажных определяющими являются такие специфические свойства, как время схватывания, время прокачиваемости и т. д.

Следует отметить, что в результате проявления процессов гидратации, коагуляции и кристаллизации реологические свойства вязущих растворов изменяются во времени, а также в значительной степени зависят от температуры.

1.5. ДАВЛЕНИЕ В СТВОЛЕ СКВАЖИНЫ

В скважине, заполненной жидкостью, гидростатическое давление на глубине H определяется по формуле

$$p = \rho g H + p_0, \quad (1.5)$$

где ρ — средняя плотность жидкости; p_0 — давление на поверхности.

Плотность жидкости в скважине — речь идет только о жидкостях — подбирается таким образом, чтобы гидростатическое давление на глубине H равнялось давлению p_s флюидов, находящихся в пласте на этой глубине. В целях безопасности рекомендуется некоторое превышение гидростатического давления над пластовым: в абсолютных единицах на 1—1,5 МПа или в относительных единицах, выражаемых через значения плотности (в кг/м^3) и определяемых по формуле

$$\rho = p_s / (gH) + (30 \div 50). \quad (1.6)$$

Давление, замеренное в скважине, часто не соответствует расчетному по формуле (1.5), причем разница достигает ± 3 —7 % в зависимости от типа раствора, глубины скважины, ранее проводимых операций в ней, длительности остановки циркуляции, геотермического градиента и т. д.

Таким образом, если давление измеряется непосредственно после прекращения циркуляции, оно может оказаться выше расчетного, полученного на основе плотности бурового раствора, замеренной на поверхности. Буровой или тампонажный раствор, как правило, содержит некоторое количество воздуха (массовая доля 1—3 %), которого тем больше (и тем труднее его удалить из раствора), чем выше вязкость системы. Сжимаемостью воздуха и обуславливается тот факт, что средняя плотность раствора в скважине несколько выше, чем замеренная на поверхности (в атмосферных условиях).

Как известно, в глубоких скважинах с высокими геотермическими градиентами после остановки циркуляции на долгий срок температура раствора постепенно повышается, пока не достигается геотермическое равновесие. Вследствие нагрева отмечается увеличение объема бурового раствора, одновременно наблюдаются структурообразование и взаимодействие этой структуры со стенками скважины. При этом стенки скважины как бы препятствуют расширению раствора, в результате чего наблюдается увеличение гидростатического давления. Это явление свойственно тиксотропным системам. При включении насоса и создании интенсивной циркуляции раствора гидростатическое давление снижается до теоретического значения [4, 5].

Поскольку реологические свойства тиксотропных или вязкоупругих сред зависят от времени, после создания импульса давления напряжение в жидкости со временем восстанавливается, но начального значения не достигает. В зависимости от характеристик среды длительность релаксации напряжений может из-

меняться от нескольких минут до нескольких часов. Такое явление наблюдается при резких колебаниях давления в скважине в процессе спуско-подъемных операций, а также при пуске или остановке буровых насосов [6].

Как правило, при прекращении циркуляции бурового или тампонажного раствора в скважине наблюдается некоторое снижение давления. Объяснение этому явлению, иногда отождествляемому со статическим напряжением сдвига, дается в работах [7, 8]. В рассматриваемых гетерогенных смесях имеет место процесс седиментации твердых частиц с одновременной «фильтрацией» подвижной воды вверх. Это явление носит еще более выраженный характер при возможности фильтрации через стенки скважины. Твердые частицы, вступая во взаимодействие друг с другом, образуют структуру с определенными механическими свойствами, которая препятствует седиментации остальных частиц, находящихся во взвешенном состоянии. Эта структура вступает в физико-химическое взаимодействие со стенками скважины и трубами. Таким образом, структура как бы «зависает» на стенках скважины, снижая нагрузку на забой. Поскольку этот процесс распространяется по всей длине ствола в узком кольцевом зазоре, прочность структуры может быть не слишком большой. Поэтому давление жидкой фазы в «порах» структуры падает по сравнению с гидростатическим давлением раствора. В интервале проницаемых пластов давление в этих порах стремится к равновесию с пластовым давлением.

В процессе схватывания тампонажных растворов наблюдаются и другие явления, среди которых наиболее важным является контракция (усадка) системы, в результате чего давление в скважине может стать меньше гидростатического давления раствора.

Экспериментальным путем установлено, что при разбуривании пород, насыщенных водой с минерализацией, отличной от минерализации водной фазы бурового раствора, в скважине может наблюдаться явление, известное под названием «осмос» [9]. При этом роль полупроницаемой мембраны играет кольматационная корка против проницаемых пород или пленка бурового раствора, нефти и высокомолекулярного вещества против непроницаемых пластов. Осмотическое давление может достигать нескольких мегапаскалей. Это явление используется для предотвращения некоторых осложнений в процессе бурения (прихват бурильной колонны, обвалы), а также для бурения с регулированием дифференциального давления в системе «разбуриваемый пласт — ствол скважины». Посредством регулирования минерализации бурового раствора удавалось снизить его плотность на 200—400 кг/м³ по сравнению с плотностью, соответствующей нулевому перепаду давления в системе «пласт — скважина», без каких-либо опасных осложнений в скважине, особенно при разбуривании пород с низкой проницаемостью (например, уплотненных мергелей) [10].

Когда буровой раствор движется, давление в каждой точке ствола скважины отличается от гидростатического. Разница в этих давлениях может носить постоянный (например, непосредственно в процессе бурения) или временный характер — при спуско-подъемных операциях, пуске или остановке насосов. Резкие изменения кинетической энергии движущегося раствора могут вызывать гидравлические удары, сопровождаемые волнами давления. Если растворы обладают предельным напряжением сдвига, ниже которого течение невозможно, то в скважине возникнут перепады давления, препятствующие течению раствора. Отрицательные и положительные перепады давления возникают также вследствие поршневания при спуско-подъемных операциях, особенно при наличии сальника на долоте, при перекрытии циркуляционного канала скважины и т. д. (см. главы 4 и 6).

Иногда применяется термин «эквивалентная плотность» бурового раствора, определяемая как отношение давления, действующего в определенной точке потока, к соответствующей глубине. Таким образом, в процессе циркуляции эквивалентная плотность бурового раствора в кольцевом пространстве

$$\rho_{\text{э}} = \frac{p}{gH} = \frac{p_h + \Delta p_{si}}{gH} = \rho + \frac{\Delta p_{si}}{gH}, \quad (1.7)$$

где p_h — гидростатическое давление раствора; ρ — фактическая плотность раствора; Δp_{si} — потери давления на трение при движении раствора от данной точки до поверхности с $p_0 = 0$.

Следует отметить, что в процессе циркуляции бурового раствора в скважине даже при соблюдении всех технологических рекомендаций плотность раствора изменяется на 2—3 %, что объясняется неоднородностью бурового раствора, погрешностями измерений и т. д.

1.6. ТЕМПЕРАТУРА В СКВАЖИНЕ

В процессе бурения температура в стволе скважины определяется глубиной и радиусом скважины, а также продолжительностью бурения. Распределение температуры зависит от таких факторов, как глубина скважины; диаметр бурильных и обсадных труб; удельные теплоемкости и коэффициенты теплопроводности циркулирующего раствора, металла, цементного кольца и окружающих пород; режим течения и реологические свойства бурового раствора; температура массива пород в разрезе; расход бурового раствора; длительность циркуляции или ее перерывов; наличие местных источников тепла и т. д.

Определение распределения температуры вдоль оси скважины — задача крайне сложная: существует большое число влияющих факторов, кроме того, значения различных коэффициентов сами по себе зависят от температуры, а граничные и началь-

ные условия нередко очень трудно установить. Поэтому появилось множество гипотез, а большинство решений получено численными методами [3,11—17].

Физико-механические и особенно реологические свойства буровых и тампонажных цементных растворов в большей мере зависят от температуры, чем от давления. В результате этого изменяются гидравлические потери, время прокачиваемости тампонажных растворов, седиментационная устойчивость циркулирующих растворов. Именно максимальная температура в скважине является определяющим фактором в выборе типа бурового раствора или вяжущего материала, а также метода их химической обработки.

Известно, что в земной коре существует определенное температурное равновесие. Температура увеличивается с глубиной, а темп ее изменения — геотермический градиент — зависит от глубины, типа пород, удаления от кристаллического фундамента; его увеличение наблюдается вблизи массивов вулканических пород и соляных куполов. В общем геотермический градиент уменьшается с глубиной вследствие увеличения коэффициента теплопроводности пород.

В Румынии геотермический градиент в различных районах изменяется от 1 до 6 °C/100 м, но наиболее распространенные значения колеблются от 2 до 3 °C/100 м. В табл. 1.2 представлены максимальные забойные температуры, замеренные после восстановления температурного баланса, и средние геотермические градиенты для некоторых глубоких скважин на территории Румынии.

Статическая температура в определенной точке на глубине H

$$t = t_0 + \Gamma_t H, \quad (1.8)$$

где t_0 — температура нейтрального слоя, т. е. слоя постоянной температуры (в Румынии $t_0 = 9 \div 12$ °C, причем нейтральный слой залегает на глубине от 10 до 20 м в зависимости от района); Γ_t — геотермический градиент.

В процессе проводки скважины буровой раствор, закачиваемый через бурильную колонну, нагревается по мере приближения к забою, однако его температура остается ниже температуры окружающей среды. Проходя через кольцевое пространство, он может продолжать нагреваться, принимая тепло от массива пород и отдавая часть полученного тепла нисходящему потоку. Затем соотношение этих двух потоков тепла меняет знак, и по достижении максимальной температуры восходящий поток начинает охлаждаться. С подъемом, после того как температура восходящего раствора сравняется с температурой окружающих пород, он отдает тепло как раствору в бурильных трубах, так и окружающим породам.

Кроме тепла, полученного от массива пород, в потоке бурового раствора в тепло превращается (за счет трения) и вся энергия, полученная раствором от насосов, энергия, израсхо-

Таблица 1.2

Скважина	Глубина, м	Температура, °С	Геотермический градиент, °С/100 м
6003 Подень	5960	138	2,23
904 Урзичень	6000	89	1,39
100 Влашин	4200	98	3,26
909 Периш	5180	96	1,31
1001 Морень	4480	124	2,32
913 Мэрджинень	5040	131	2,46
70 Мэгуреле	4150	97	2,80
924 Лица	5000	137	3,08
922 Пергяса	6200	142	2,44
5020 Финта	6150	110	1,31
6009 Бэйкой	5970	135	2,01
6 Бэлчешть	4000	114	2,38
911 Бибешть	5100	144	3,15
6150 Чубоць	6500	170	2,90
919 Зэтрень	4500	124	3,00
901 Циклень	5200	136	2,10
4595 Капул Дялупуй	5610	131	2,71
6100 Мэтэсарь	5015	140	2,62
921 Могошешть	4500	126	1,96
8001 Кобия	5800	149	2,41
5530 Гура Шущий	5500	136	2,30
5030 Тэтулешть	5200	152	3,57
5145 Стоеница	4970	137	3,41
Надеш	3440	75	1,66
Филителник	4530	113	2,28
50 Бодешть	3840	108	2,20
5505 Корнэцел	4400	127	3,50
914 Ождула	4250	108	1,82
910 Фрасин	3880	108	2,13
4505 Валя Узулуй	4770	125	2,56
Аджуд	4800	128	1,93
6 Теремия	2750	116	3,80
Шандра	2250	103	4,94
Борш	3100	155	4,71

ванная на преодоление трений раствора с бурильной колонной и стенками скважины, а также большая часть энергии, затраченной на вращение долота.

При поддержании определенного расхода бурового раствора распределение температуры в скважине стабилизируется через несколько часов или десятков часов непрерывной циркуляции. До этого процесс распределения температуры остается нестационарным. После прекращения циркуляции геотермический баланс восстанавливается в течение нескольких часов, дней или даже месяцев.

На рис. 1.2 показано изменение температуры в стволе скважины по расчетам Келлера и др. [17]. В расчетах использовались следующие исходные данные: глубина скважины 4577 м, диаметр ствола 213 мм, диаметр бурильных труб 168 мм, расход бурового раствора 13,2 л/с, температура закачиваемого рас-

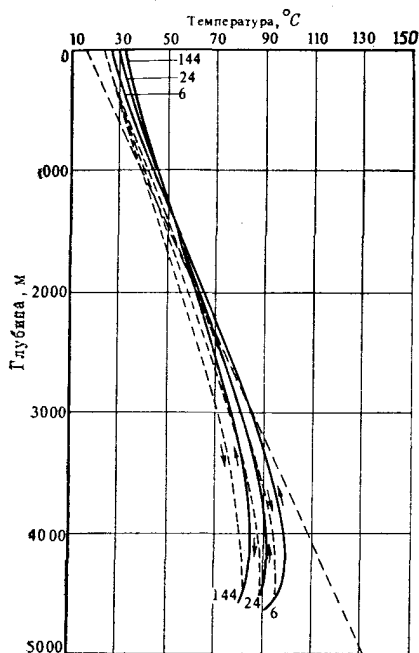


Рис. 1.2. Распределение температуры в скважине в процессе циркуляции (цифры у кривых характеризуют длительность циркуляции в часах; прямая линия определяет статическую температуру)

твора 24 °С, геотермический градиент 2,9 °С/100 м. Можно видеть, что максимальная температура раствора не соответствует температуре на забое скважины и снижается в процессе циркуляции до некоторого постоянного значения. В общем случае максимальная температура повышается с ростом геотермического градиента, диаметра скважины и коэффициентов теплопроводности буровой и обсадной колонн, бурового раствора и пород, а понижается при увеличении расхода раствора в циркуляционной системе и диаметра буровых труб.

Согласно экспериментальным данным Полякова, в обычных условиях забойную температуру бурового раствора после достаточно длительного периода циркуляции можно определить по следующим формулам:

$$t_{ic} = t_{is} / [\sqrt[6]{Q} (0,58 + 10^{-4}H)]; \quad (1.9)$$

$$t_{ic} = 0,053(t_0 + t_e) \sqrt{H} / [\sqrt[3]{Q} (0,58 + 10^{-4}H)], \quad (1.10)$$

где t_{is} — «статическая» забойная температура через 6—8 ч после прекращения циркуляции, °С; t_e — температура выходящего

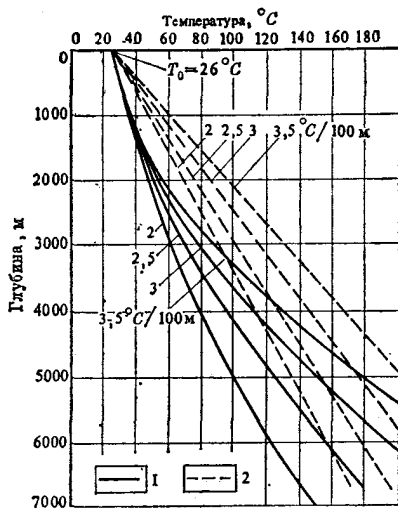


Рис. 1.3. Максимальные температуры в скважинах различной глубины при циркуляции бурового раствора:

1 — максимальная температура циркулирующего бурового раствора; 2 — геостатическая температура

бурового раствора после прокачки полутора-двух объемов скважины, °C; t_0 — температура нейтрального слоя; H — глубина скважины, м; Q — расход бурового раствора в циркуляционной системе, л/с.

Для моделирования температурного режима при цементировании скважин в ходе лабораторных испытаний тампонажных цементных растворов Американский нефтяной институт (АНИ) провел измерения в 78 скважинах. В результате были определены максимальные температуры в кольцевом пространстве скважин (у забоя или немного выше) после периодов промывки, аналогичных по длительности тем, что предшествуют цементированию. Замеры проводились при использовании буровых растворов на водной основе в скважинах глубиной от 600 до 6700 м (рис. 1.3). Для растворов на нефтяной основе температурные показатели несколько ниже [18].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Horhoianu, Gh. si Macovei, N.* Fluide de foraj, Inst. de petrol și gaze, Ploiești, 1976.
2. *Mirzadzhanzade, A. H. ș. a.* Ghidravlika glinistih i cementnih rastvorov. Moskva, Nedra, 1966.
3. *Scerban, A. N. și Cerneak, V. P.* Prognoz i regulirovanie teplovovo rejima pri burenii glubokih skvajin, Moskva, Nedra, 1974.
4. *Babaian, E. V. și Lebedev, A. E.* Opredelenie davleniia v stvole pri razlicnih protsessah provodki skvajin na ploščadah s visokimi geotermiceskimi gradientami. In: Neft i gaz. prom., Kiev, nr. 4, 1970, p. 18—20.
5. *Nekrasov, A. M. ș. a.* Issledovanie ghidrodinamiceskogo davleniia i temperaturi promivocinoi jidkosti pri burenii skvajin. In: Burenie, Moskva, nr. 3, 1971, p. 17—20.
6. *Pirovarov, V. G. ș. a.* Vlianie neravnovesnih svoistv burovih sistem na oslojneniia v protsesse bureniia. In: Azerb. neft. hoz., Baku, nr. 4, 1979, p. 21—22.
7. *Bulatov, A. I. ș. a.* O ghidrostaticeskom davlenii v stvole skvajini, zapolnennoi glinistih rastvorov. In: Neft. hoz., Moskva, nr. 2, 1975, p. 27—29.
8. *Ozerenko, A. F. ș. a.* Preduprejdenie i likvidatšia gazonefteproiavlenii pri burenii skvajin, cap. IV, par. 8, Moskva, Nedra, 1978.
9. *Movsumov, A. A.* Ghidrodinamiceskoe osnovi soveršenstvovaniia tehnologii provodki glubokih skvajin, cap. III, Moskva, Nedra, 1976.
10. *Kuliev, R. I.* Ghidravliceskie problemi pri burenii skvajin v usloviih AVPD. In: Azerb. neft. hoz., nr. 4, 1979, p. 22—24.
11. *Ramey, H. I. Jr.* Wellbore heat transmission. In: Jour. Petr. Tech., nr. 4, 1962, p. 427—435.
12. *Poleakov, G. G.* Temperaturii rejim v bureašcihsia skvajinah. In: Neft. hoz., nr. 7, 1965.
13. *Cearnii, I. A.* O termiceskom rejime burovih skvajin. In: Gazovaia prom., nr. 10 și 12, 1966.
14. *Astrahan, I. M. și Maron, V. I.* Temperatura jidkosti pri promivke skvajini. In: Neft i gaz, Baku, nr. 12, 1967.
15. *Tragesser, A. F. ș. a.* A method for calculating temperatures. In: Jour. Petr. Tech., nr. 11, 1967, p. 1507—1512.
16. *Holmes, C. S. și Swift, S. C.* Calculation of circulating mud temperatures. In: Jour. Petr. Tech., nr. 6, 1970, p. 670—674.
17. *Keller, H. H. ș. a.* Temperature distribution in circulating mud columns. In: Soc. Petr. Eng. J., vol. 13, nr. 1, 1973, p. 23—30.
18. *** New cement test shedules issued. In: Oil and Gas J., 25 iulie 1977, p. 179, 180, 182.

2. *Мирзаджанзаде А. Х.* Гидравлика глинистых и цементных растворов. М., Недра, 1966.
3. *Щербан А. Н., Черняк В. П.* Прогноз и регулирование теплового режима при бурении глубоких скважин. М., Недра, 1974.
4. *Бабаян Э. В., Лебедев А. Е.* Определение давления в стволе при различных процессах проводки скважин на площадях с высокими геотермическими градиентами.— Нефтяная и газовая промышленность, Киев, 1970, № 4, с. 12—22.
5. *Некрасов А. М.* Исследование гидродинамического давления и температуры промывочной жидкости при бурении скважин.— Бурение, М., 1971, № 3, с. 17—20.
6. *Пивоваров В. Г.* Влияние неравновесных свойств буровых систем на осложнения в процессе бурения.— Азербайджанское нефтяное хозяйство, 1979, № 4, с. 21—22.
7. *Булатов А. И.* О гидростатическом давлении в стволе скважины, заполненном глинистым раствором.— Нефтяное хозяйство, 1975, № 2, с. 27—29.
8. *Озеренко А. Ф.* Предупреждение и ликвидация газонефтепроявлений при бурении скважин. М., Недра, 1978.
9. *Мовсумов А. А.* Гидродинамические основы совершенствования технологии проводки глубоких скважин. М., Недра, 1976.
10. *Кулиев Р. И.* Гидравлические проблемы при бурении скважин в условиях АВПД.— Азербайджанское нефтяное хозяйство, 1979, № 4, с. 22—24.
12. *Поляков Г. Г.* Температурный режим в бурящихся скважинах.— Нефтяное хозяйство, 1965, № 7.
13. *Чарный И. А.* О термическом режиме буровых скважин.— Газовая промышленность, 1966, № 10, с. 15, № 12, с. 8—9.
14. *Астрахан И. М., Марон В. И.* Температура жидкости при промывке скважины.— Нефть и газ, Баку, 1967, № 12, с. 20.

Глава 2.

РЕОЛОГИЯ БУРОВЫХ И ТАМПОНАЖНЫХ ЦЕМЕНТНЫХ РАСТВОРОВ

2.1. СВЕДЕНИЯ О РЕОЛОГИИ. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ

В широком смысле реология* представляет раздел физики, изучающий деформацию тел, включая их текучесть. Согласно этому определению, она охватывает и сферы других, самостоятельных, наук: гидро- и аэродинамику, теорию упругости, теорию пластичности и даже металлургию.

Практически же реология изучает лишь те материалы, которые по своему поведению занимают промежуточное положение между твердыми и жидкими телами; следовательно, реология — это раздел механики деформируемых тел, находящийся на стыке между теориями пластичности и упругости, с одной стороны, и механикой жидкости — с другой.

Реология появилась ввиду необходимости описать «поведение» некоторых веществ с очень сложными свойствами, для которых существующие теории представлялись недостаточными. К таким веществам относятся суспензии, эмульсии, полимеры, пищевые продукты, бетон, керамические материалы, асфальт, некоторые горные породы и многие другие материалы.

В более узком смысле цель реологии как науки сводится к изучению реологических уравнений в самой обобщенной их форме, описывающих поведение различных материалов.

Реологическое уравнение для какого-либо материала выражает зависимость между напряжением и соответствующей деформацией, т. е. между кинематикой и динамикой движения частиц вещества. Релаксация — уменьшение во времени напряжений при постоянных деформациях и ползучесть — увеличение деформаций во времени при постоянных напряжениях относятся к двум типичным процессам, изучаемым реологией.

Точнее, реологическое уравнение представляет соотношение между напряжениями τ , вызванными деформациями γ , и их производными во времени:

$$\tau = \tau(\gamma, \dot{\gamma}, \ddot{\gamma}, \ddot{\gamma}, \ddot{\gamma} \dots). \quad (2.1)$$

Скалярные параметры, фигурирующие в этом уравнении и характеризующие реологические свойства материала, называются реологическими константами (модулями, параметрами,

* Это название предложил Бингам при основании 29 апреля 1929 г. Реологического общества, однако труды по реологии стали появляться на несколько лет раньше, а корень «гнео» (греч. «течение») исходит еще к античности.

коэффициентами), а напряжения, деформации и их производные составляют реологические переменные. В общем случае реологические параметры зависят как от некоторых нереологических величин (например, характеристик температурного или электромагнитного поля), так и от некоторых инвариантов напряжения (или деформации), что придает реологическому уравнению нелинейный характер.

Следует отметить, что имеют место деформации и не сопровождаемые напряжениями, а возникающие вследствие изменений температуры, влажности, каких-либо физико-химических реакций, т. е. факторов, которые необходимо принимать во внимание. В реологии выделяют три основных раздела:

- феноменологическая реология количественно и качественно исследует и изучает деформации и текучесть тел без анализа их причин;

- макрореология рассматривает тела (гомогенные или квазигомогенные, изотропные или квазиизотропные) как непрерывные среды — гомогенные и изотропные, абстрагируясь при этом от их внутренней структуры;

- микрореология выявляет свойства и реологическое поведение вещества путем исследования его состава, кристаллической структуры, формы и длины макромолекул, свойств его компонентов и т. д. Например, вязкость суспензий слабой концентрации можно рассчитать при помощи формулы, выведенной Эйнштейном в 1905 г. Если имеются данные о концентрации твердых частиц и о вязкости дисперсионной среды, пластические характеристики какого-либо металла можно объяснить с помощью теории кристаллических дислокаций.

2.2. РЕОЛОГИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ

Реологические уравнения являются математическими моделями, отражающими идеальное поведение реальных тел.

2.2.1. Фундаментальные модели

Все природные тела в той или иной степени обладают тремя основными свойствами: упругостью, вязкостью и пластичностью. Этот факт и привел к созданию трех базовых моделей. С достаточно высокой точностью они описывают «поведение» многих категорий природных материалов.

Модель идеально упругой среды характеризует поведение твердого тела, в котором деформация исчезает одновременно с напряжением. Механическая работа, совершаемая под действием внешних нагрузок, ведет к накоплению потенциальной энергии, которая при устранении этих нагрузок возвращает телу исходную форму и размеры. Теоретически деформация является мгновенной, т. е. независимой от времени. При незначительных деформациях зависимость между напряжением и де-

формацией является линейной функцией (рис. 2.1, а). Для простого сдвига * она имеет вид

$$\tau = G\gamma, \quad (2.2)$$

где γ — угловая деформация; G — поперечный модуль упругости (реологическая постоянная тела).

Эта формула известна под названием закона ** Гука и является основой линейной теории упругости.

Модель идеально вязкой среды отражает линейное отношение между возникающими в жидкости напряжениями и скоростью деформации (рис. 2.1, б).

При простом сдвиге это соотношение называется законом Ньютона:

$$\tau = \eta \dot{\gamma}, \quad (2.3)$$

где η — реологическая постоянная модели, или вязкость; $\dot{\gamma}$ — скорость деформации, вызванная касательным напряжением τ .

Уравнение (2.3) в какой-то мере определяет текучесть газов, воды, нефтепродуктов и других однофазных сред с низкой молекулярной массой.

Можно отметить сходство уравнений (2.2) и (2.3), хотя последнее зависит еще и от времени; при анализе течения представляют интерес не деформации (которые, кстати, очень велики), а скорости деформации, т. е. скорости движения, течения. Скорость деформации пропорциональна действующим напряжениям, а деформация увеличивается пропорционально времени и сохраняется после устранения напряжений.

Модель жесткопластичной среды характеризует тела, не поддающиеся деформированию до определенного значения напряжения или предела пластичности, при превышении которого наблюдаются остаточные деформации, а напряжение остается постоянным (рис. 2.1 в). При снятии нагрузки дефор-

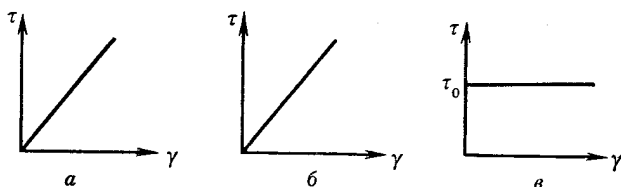


Рис. 2.1. Кривые течения для фундаментальных моделей:
а — идеально упругая среда; б — идеально вязкая среда; в — жестко-пластичная среда

* Остановимся здесь на уравнении простого (одноосного) сдвига; оно, разумеется, недостаточно для полного описания реального поведения тела и не всегда достижимо на практике, зато весьма удобно для физической интерпретации процессов (см. главу 3).

** Основные уравнения простых (фундаментальных) моделей называются фундаментальными уравнениями или реологическими законами.

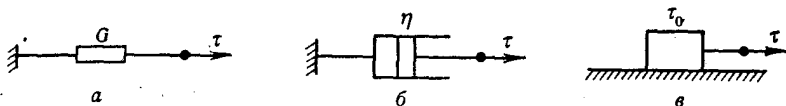


Рис. 2.2. Механические аналоги фундаментальных моделей:
 а — твердое тело Гука; б — ньютоновская жидкость; в — твердое тело Сен-Венана

мации сохраняет максимальное значение, достигнутое под действием напряжения. Соотношения, отражающие такое поведение при простом сдвиге, имеют вид

$$\begin{aligned} \gamma &= 0, \text{ если } \tau < \tau_0; \\ \gamma &> 0, \text{ если } \tau = \tau_0, \end{aligned} \quad (2.4)$$

где τ_0 — реологическая константа, называемая пределом пластичности (текучести).

Следует отметить, что время здесь не играет никакой роли; это и отличает пластическую текучесть от вязкой. Оба вида текучести связаны с диссипацией энергии и приводят к постоянным деформациям. Если при вязком течении энергия, затраченная на определенную деформацию, зависит от скорости деформации, то при пластическом течении такая зависимость отсутствует.

Три классические модели — твердое тело Гука, ньютоновская жидкость и твердое тело Сен-Венана — иногда иллюстрируются аналогичными механическими моделями: упругой пружиной, амортизатором в виде идеального поршня, который перемещается в цилиндре с вязкой жидкостью, и ползуном с сухим трением (рис. 2.2). Простые модели характеризуются одной реологической постоянной.

2.2.2. Сложные модели

Значительной категории материалов свойственно такое реологическое состояние, которое невозможно описать ни одной из основных моделей; поэтому были созданы более сложные модели с двумя или несколькими реологическими постоянными. Их создание возможно двумя путями:

- аналитическим, т. е. сочетанием простых моделей;
- интегральным, предусматривающим энергетические соотношения между напряжениями, деформациями и временем.

Аналитический метод предполагает последовательное или параллельное сочетание простых моделей с целью создания более сложных. Наиболее распространены две вязкоупругие модели и одна вязкопластичная (рис. 2.3).

Вязкоупругое тело Кельвина или Фойхта допускает, что полное напряжение складывается из двух составляющих

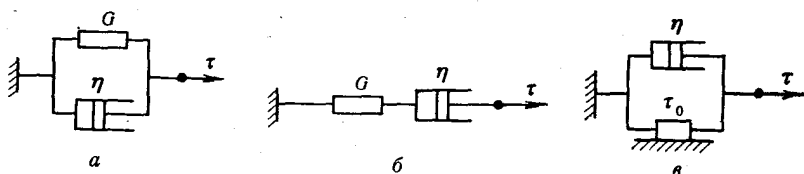


Рис. 2.3. Механические ана-
логи сложных моделей:

a — твердое тело Кельвина—Фойх-
та; *б* — жидкость Максвелла; *в* —
вязкопластичное тело Бингама

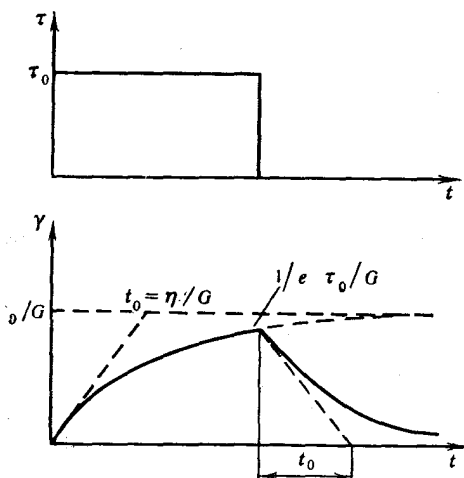


Рис. 2.4. Упругость твердого
тела Кельвина — Фойхта

ших: одна создает линейные упругие деформации, а другая—
вязкие деформации, задерживающие развитие первых;

$$\tau = \tau_e + \tau_v = G\gamma + \eta\dot{\gamma}. \quad (2.5)$$

Модель характеризуется двумя реологическими константами:
 G и η . Она представляет комбинацию моделей Гука и Ньютона,
а иллюстрируется параллельным соединением пружины и амор-
тизатора (рис. 2.3, *a*).

Если проинтегрировать уравнение (2.5), то при $\gamma=0$, $t=0$ и
 $\tau=\tau_0=\text{const}$ (рис. 2.4) получим

$$\gamma(t) = \frac{\tau_0}{G} (1 - e^{-t/t_0}), \quad (2.6)$$

где $t_0 = \eta/G$ — время ретардации (задержки). Упругость прояв-
ляется в этом случае не сразу, а с некоторой задержкой во вре-
мени. Деформация растет непрерывно при постоянном напря-
жении; это явление известно под названием ползучести.

При снятии напряжения деформация исчезает не мгновенно,
а медленно уменьшается в соответствии с формулой

$$\gamma = \gamma_0 e^{-t/t_0}, \quad (2.7)$$

где γ_0 — деформация в момент снятия напряжения.

Следовательно, модель Кельвина — Фойхта представляет твердое тело с запаздывающей упругостью. Она может использоваться для описания поведения отдельных полимеров, горных пород, а также для описания текучести бетонов, некоторых растворов, металлов и т. д.

Вязкоупругая жидкость Максвелла характеризуется следующим реологическим уравнением:

$$\dot{\gamma} = \dot{\gamma}_e + \dot{\gamma}_v = \dot{\tau}/G + \tau/\eta. \quad (2.8)$$

Скорость деформации имеет две составляющие: упругую $\dot{\gamma}_e$ и вязкую $\dot{\gamma}_v$.

Механическим аналогом уравнения (2.8) является устройство, состоящее из последовательно соединенных пружины и амортизатора (см. рис. 2.3, б), т. е. модель Максвелла — это комбинация моделей Гука и Ньютона.

При помощи уравнения Максвелла можно описать как процесс текучести, так и релаксацию напряжений. Если напряжение поддерживать постоянным и равным τ_0 , то из уравнения (2.8) следует постоянство скорости деформации, что означает вязкое течение, аналогичное течению ньютоновской жидкости:

$$\dot{\gamma}(t) = \gamma_0 + (\tau_0/\eta) t, \quad (2.9)$$

где γ_0 — начальная деформация.

Если предположить, что при воздействии напряжения τ_0 в теле возникает мгновенная упругая деформация $\gamma_0 = \tau_0/G$, уравнение (2.9) примет вид

$$\dot{\gamma}(t) = \tau_0/G + (\tau_0/\eta) t. \quad (2.10)$$

Кривая текучести в данном случае есть прямая с углом наклона τ_0/η (рис. 2.5). Если на материал в момент времени $t=0$ воздействует напряжение τ_0 , то при постоянстве деформации $\gamma = \gamma_0$ из уравнения (2.8) следует, что

$$\tau = \tau_0 e^{-t/t_0}, \quad (2.11)$$

где $t_0 = \eta/G$ — время релаксации.

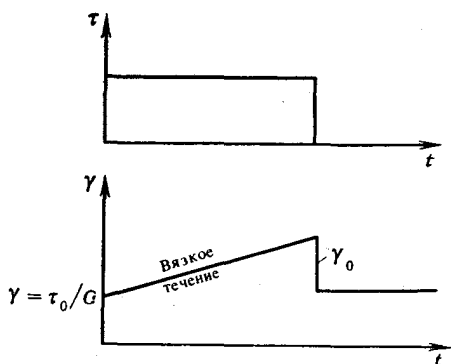
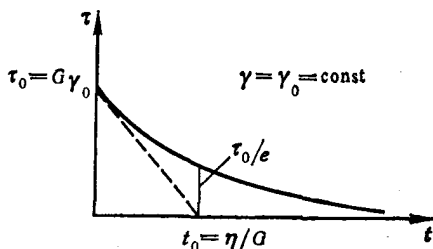


Рис. 2.5. Текучесть жидкости Максвелла

Рис. 2.6. Релаксация напряжений в жидкости Максвелла



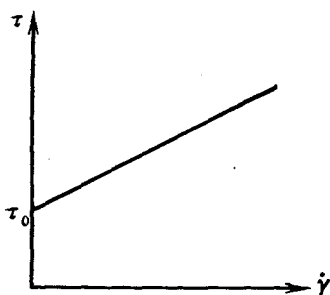


Рис. 2.7. Кривая течения вязкопластичного тела Бингама

Напряжение в этом случае уменьшается во времени и стремится к нулю при $t=t_0$ (рис. 2.6).

Таким образом, модель Максвелла характеризует жидкость, обладающую определенной упругостью. Ее можно использовать для описания «поведения» смолы, расплавленного стекла, полимерных растворов, теста, пластических масс и т. д.

Вязкопластическая модель Бингама описывает вещества, которые при напряжениях ниже критического значения τ_0 , названного предельным напряжением сдвига или динамическим напряжением сдвига *, не деформируются, а при больших напряжениях текут подобно вязким жидкостям (рис. 2.7). Реологические уравнения при этом имеют вид:

$$\begin{aligned} \gamma &= 0, & \text{если } \tau \leq \tau_0 & \text{(твердое состояние);} \\ \tau &= \tau_p + \tau_e = \tau_0 + \eta_p \dot{\gamma}, & \text{если } \tau > \tau_0 & \text{(вязкопластичное состояние)} \end{aligned} \quad (2.12)$$

У этой модели два реологических параметра: τ_0 и η_p , ее можно проиллюстрировать параллельным соединением пружины и ползуна с сухим трением (см. рис. 2.3, в).

* Этот предел имеет такое же значение, что и предел пластичности для пластичных тел, а иногда так и называется. В англоязычной литературе даны различные названия: критическое напряжение сдвига, напряжение текучести (yield stress), точка текучести (yield point) или точка Бингама τ_y . В советских изданиях употребляется термин «предельное напряжение сдвига» или «динамическое напряжение сдвига». В румынской литературе, относящейся к исследованиям буровых и тампонажных растворов, общепринятым стал последний термин и обозначение τ_0 , которое необходимо отличать от статического напряжения сдвига θ . Ранее, когда техника реометрии была еще недостаточно развита, диапазон малых скоростей деформации представлял известные трудности для исследования и графики текучести вязкопластичных материалов выражались прямыми. Впоследствии было установлено, что в диапазоне малых скоростей деформации зависимость $\tau=\tau(\dot{\gamma})$ для реальных сред отклоняется от прямой, что противоречит модели Бингама. Впрочем, противостоит и полагать, что какая-либо реальная жидкость может выдержать, не деформируясь, конкретное напряжение в течение неопределенного времени. При использовании модели Бингама, нашедшей широкое практическое применение в исследовании течения жидкостей (для твердых тел она подвергалась различным обобщениям), начальный интервал скоростей деформации не принимается во внимание и при расчетах в качестве предельного значения напряжения используется точка пересечения продолжения прямой $\tau=\tau(\dot{\gamma})$ с осью напряжений. Соответствующее этой точке значение в дальнейшем будет называться динамическим напряжением сдвига, оно имеет скорее математическую, чем физическую интерпретацию. Действительное напряжение, при котором начинается течение, меньше, чем τ_0 (при отсутствии проявлений тиксотропии), и называется статическим напряжением сдвига θ ; это — истинный предел текучести (по-английски true yield value). Он имеет физико-химическую интерпретацию (см. раздел 2.3).

Параметр η_p назван пластической (структурной) вязкостью. Таким образом, Бингам признал за некоторыми жидкостями пластические свойства*.

Жидкость, соответствующую модели Бингама, можно рассматривать как ньютоновскую среду с переменной вязкостью. Если сравнить закон Ньютона [см. уравнение (2.3)] со вторым уравнением (2.12), получим

$$\eta_a = \tau/\dot{\gamma} = \eta_p + \tau_0/\dot{\gamma}, \quad (2.13)$$

где η_a — кажущаяся вязкость, зависящая от скорости деформации $\dot{\gamma}$.

Все жидкости, не подчиняющиеся закону Ньютона, т. е. не обладающие постоянной вязкостью, называются неньютоновскими.

К жидкостям, поведение которых можно описать при помощи модели Бингама, относятся суспензии (в эту категорию входит большинство буровых и тампонажных растворов), масляные краски, некоторые смазки, фармацевтические препараты, пищевые продукты и т. д.

Путем сочетания трех основных моделей были предложены многочисленные комплексные модели, которые используются в различных разделах реологии [1, 2, 3].

Из моделей, полученных экспериментальным или полуэмпирическим путем, буровиков интересуют только те, которые применимы для жидкостей, обладающих неньютоновским поведением, т. е. подчиняющихся уравнению

$$\tau = \eta \dot{\gamma} \quad (2.14)$$

с переменной вязкостью η (рис. 2.8 и 2.9).

Как правило, вязкость уменьшается с увеличением напряжения или скорости деформации, вещества разжижаются, становятся более подвижными. Это объясняется выравниванием, ориентированием взвешенных несимметричных твердых частиц суспензий или разворачиванием цепей полимеров таким образом, что течению оказывается минимальное сопротивление. Среды, для которых характерны кривые течения, проходящие через начало координат, называются псевдопластичными.

Реже встречаются жидкости, вязкость которых увеличивается с повышением скорости деформации. Это объясняется разрушением агрегатов твердых частиц, ориентация которых в состоянии покоя направлена на уменьшение пустот между ними, а также увеличением «пористости» суспензии; часть жидкости перемещается в образовавшиеся пустоты и между частицами начинает проявляться так называемое сухое трение, смазка оказывается недостаточной и трение увеличивается. Такой процесс наблюдается в системах с высокой концентрацией твердой фазы

* Ранее к аналогичному выводу пришел Ф. Н. Шведов, поэтому в советской литературе эта модель получила название модели Шведова — Бингама. — (Прим. ред.).

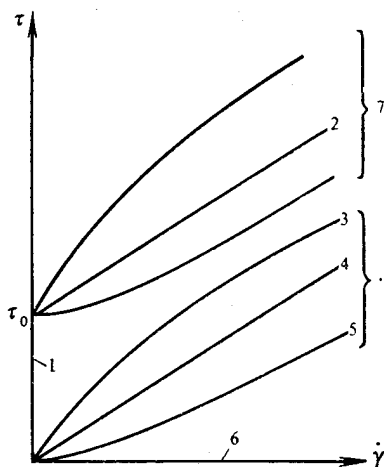


Рис. 2.8. Кривые течения «чисто» вязких жидкостей:

1 — упругое твердое тело; 2 — бингамовская жидкость; 3 — псевдопластичная жидкость; 4 — ньютоновская жидкость; 5 — дилатантная жидкость; 6 — идеальная жидкость; 7 — вязкопластичные жидкости; 8 — жидкости без предельного напряжения сдвига

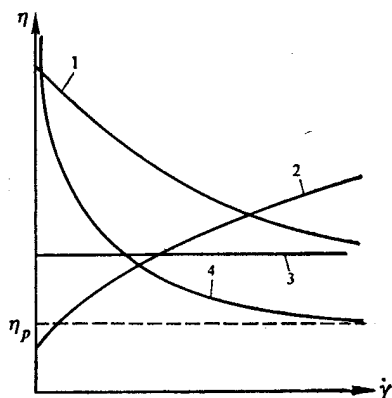


Рис. 2.9. Вязкость «чисто» вязких жидкостей:

1 — псевдопластичная жидкость; 2 — дилатантная жидкость; 3 — ньютоновская жидкость; 4 — бингамовская жидкость

и в грубых дисперсиях: водных суспензиях с высокой концентрацией песка, барита, малоколлоидной глины, слюды, металлических окислов и др. Эти материалы и вещества называются дилатантными.

Некоторые смолы и полимеры (например, полихлорвинил) проявляют псевдопластичное поведение при низких скоростях деформации и дилатантное при более высоких скоростях сдвига.

Для описания течения жидкостей, не обладающих пластическими свойствами (предельное напряжение $\tau_0=0$), чаще всего пользуются моделью Оствальда — де Ваала с двумя реологическими параметрами

$$\tau = K (\dot{\gamma})^n, \quad (2.15)$$

где K и n — экспериментальные константы: K — индекс консистенции; n — показатель поведения.

Из сопоставления уравнения (2.15) с законом Ньютона получим значение кажущейся вязкости в виде

$$\eta = K \dot{\gamma}^{n-1}. \quad (2.16)$$

Можно видеть, что при $n=1$ уравнение (2.15) приводится к обычной форме закона Ньютона, при этом $\eta=K$; отклонение показателя n от единицы указывает на степень неньютоновского поведения жидкости.

При $n<1$ жидкость является псевдопластичной, а при $n>1$ — дилатантной.

Уравнение (2.15) описывает экспериментальные кривые течения большинства неньютоновских непластичных жидкостей в диапазоне умеренных скоростей деформации. При очень низких или очень высоких значениях скоростей деформации кривые течения могут быть линеаризованы и представлены обычным уравнением закона Ньютона*.

При помощи модели Оствальда — де Ваале можно описать поведение некоторых эмульсий, паст, продуктов питания, фармацевтических и биологических препаратов, мыльных составов, жиров, клеящих веществ, красок, резиновых смесей, полимерных растворов, буровых и тампонажных цементных растворов с различными добавками.

Из более сложных моделей (с тремя параметрами) следует отметить модель Бриана:

$$\tau = \tau_{\infty} \dot{\gamma} \left(1 + \frac{\dot{\tau}_{\infty}}{m \eta_{\infty} \dot{\gamma}} \right)^m, \quad (2.17)$$

где η_{∞} — «вязкость при бесконечной скорости сдвига», характеризующая наклон линейного отрезка кривой течения к оси абсцисс при очень высоких скоростях сдвига; τ_{∞} — константа, определяемая ординатой точки пересечения указанного линейного отрезка с осью напряжений; m — безразмерная константа.

Уравнение (2.17) было предложено Брианом [4] в 1956 г. для смазок, однако М. Мартин [5] использовал его и для буровых растворов. Из уравнения (2.17) можно получить уравнения Ньютона ($m=0$ и $\tau_{\infty}/m < \infty$), Оствальда — де Ваале ($\dot{\gamma} \rightarrow 0$) или Бингама ($m=1$ или $\dot{\gamma} \rightarrow \infty$).

Модель Гершеля — Балкли (также трехпараметрическая) получена сочетанием вязкопластичной модели с моделью Оствальда — де Ваале:

$$\tau = \tau_0 K \dot{\gamma}^n. \quad (2.18)$$

Она была использована для описания поведения некоторых буровых растворов с низким содержанием твердой фазы, обработанных полимерными реагентами [6].

Следует отметить также реологическое уравнение, предложенное Рейнером [7], как разложение в ряд Маклорена функционального уравнения

$$\dot{\gamma} = f(\tau - \tau_0), \quad (2.19)$$

а именно,

$$\dot{\gamma} = f(\tau_0) + f'(\tau_0) \frac{\tau - \tau_0}{1!} + f''(\tau_0) \frac{(\tau - \tau_0)^2}{2!} + \dots + f^{(n)}(\tau_0) \frac{(\tau - \tau_0)^n}{n!}. \quad (2.20)$$

* При скоростях сдвига, близких к нулю, для жидкостей с $n < 1$, согласно уравнению (2.16), получаем бесконечно большое значение кажущейся вязкости, что является неправдоподобным.

Последнее уравнение можно рассматривать как многочленную аппроксимацию кривой течения. При различных допущениях имеется возможность получения более простых моделей.

И. Банчу [8] предпринял попытку получить универсальное реологическое уравнение для описания поведения любого вещества. Реологические модели для вязких сред, не обладающих предельным напряжением сдвига, сведены в табл. 2.1, а для вязкопластичных сред — в табл. 2.2.

Реологическое поведение вязкоупругих сред невозможно описать при помощи только одного коэффициента вязкости, даже если он переменный; в соотношения между напряжением

Таблица 2.1

Модель	Уравнение
Ньютона	$\tau = \eta \dot{\gamma}$
Оствальда — де Ваале	$\tau = K \dot{\gamma}^n$
Прандтля — Эйринга	$\tau = A \operatorname{arcsh} \dot{\gamma} / B$
Рабиновича	$\tau = \frac{\eta_0}{1 + c \tau^2} \dot{\gamma}$
Эллиса	$\dot{\gamma} = \Phi_0 \tau + \Phi_1 \tau^\alpha$
Сиско	$\tau = a \dot{\gamma} + b \dot{\gamma}^c$
Де Хавена	$\tau = \frac{\eta_0}{1 + c \tau^n} \dot{\gamma}$
Пауэлла — Эйринга	$\tau = c \dot{\gamma} + \frac{1}{B} \operatorname{arcsh} \frac{\dot{\gamma}}{A}$
Рейнера — Филиппова	$\tau = \left(\eta_\infty + \frac{\eta_0 - \eta_\infty}{1 + (\tau/A)^2} \right) \dot{\gamma}$
Бриана	$\tau = \eta_\infty \left(1 + \frac{\tau_\infty}{\eta_\infty m \dot{\gamma}} \right)^m \dot{\gamma}$
Кросса	$\tau = \left(\eta_\infty + \frac{\eta_0 - \eta_\infty}{1 + \alpha \dot{\gamma}^{2.3}} \right) \dot{\gamma}$
Мейера	$\tau = \left(\eta_\infty + \frac{\eta_0 - \eta_\infty}{1 + (\tau/\tau_m)^{\alpha-1}} \right) \dot{\gamma}$

η_0 — кажущаяся вязкость при скорости сдвига, близкой к нулю.

η_∞ — кажущаяся вязкость при очень высоких скоростях сдвига.

γ_m — напряжение сдвига, при котором кажущаяся вязкость

$$\eta_a = \frac{1}{2}(\eta_0 + \eta_\infty).$$

Остальные параметры представляют эмпирические и полуэмпирические константы.

Модель	Уравнение
Бингама	$\tau = \tau_0 + \eta_p \dot{\gamma}$
Кэссона	$\tau = (K_0 + K_2 \dot{\gamma}^{1/2})^2$
Гершеля — Балкли	$\tau = \tau_0 + K \dot{\gamma}^n$
Шульмана	$\tau = [\tau_0^{1/n} + (\eta_p \dot{\gamma})^{1/n}]^n$
Кроули — Китса (для суспензий)	$\tau = \eta_l \left[\frac{1,2 + c_v (c_1 \tau^{-0,2} + 1)^3}{1,2 - 2c_v (c_1 \tau^{-0,2} + 1)^3} \right] \dot{\gamma}$
Рейнера	$\dot{\gamma} = \sum_{n=0}^n a_{2n} \tau^{2n+1}$

η_l — вязкость жидкости.

c_v — объемная доля диспергированной твердой фазы.

c_1 — константа, не зависящая от концентрации, но являющаяся функцией распределения и размера частиц, а также степени их флокуляции.

сдвига и скоростью деформирования должны входить и их производные по времени (см. главу 3).

Кроме классических линейных моделей Кельвина и Максвелла известны и другие нелинейные вязкоупругие модели [9].

Уравнение Олдройда

$$\tau + \lambda_1 \dot{\tau} = \eta^* (\dot{\gamma} + \lambda_2 \ddot{\gamma}) \quad (2.21)$$

пригодно лишь для низких скоростей сдвига. Это — модель с тремя константами: вязкость η^* и два времени релаксации λ_1 и λ_2 . При $\lambda_2 = 0$ уравнение (2.21) сводится к уравнению Максвелла (2.8).

Уравнение Уайта — Метцнера

$$\tau = \eta_a \dot{\gamma} + \lambda \ddot{\gamma}, \quad (2.22)$$

где λ — время релаксации.

Последнее уравнение приближенное. Вообще упругие свойства не могут быть описаны уравнениями, справедливыми для простого сдвига. Эти свойства проявляются через развитие напряжений, перпендикулярных к направлению течения, т. е. нормальных, значения которых зависят от скорости сдвига.

Этим и отличаются поведения вязкоупругих и «чисто» вязких сред, в которых нормальные напряжения передаются с одинаковой интенсивностью по всем направлениям в виде давления.

Следует отметить, что при стационарном ламинарном течении влияние упругости незначительно. Она проявляется лишь при резких изменениях скорости течения: пуск или остановка

насоса, резкое изменение площади поперечного сечения при течении через местные сопротивления и сужения (вентили, насадки, патрубки). Например, при выходе из насадки, если влияние упругости достаточно велико, струя не сжимается, а расширяется (этот эффект применяется при штамповке пластмасс).

Особый интерес представляет влияние упругости на турбулентное течение, способствующее уменьшению трения. С этим явлением сталкиваются при бурении скважин; в буровые и тампонажные растворы добавляют различные высокомолекулярные вещества как в целях снижения водоотдачи, так и в качестве понизителей вязкости.

Известны различные классификации реальных жидкостей по их реологическому поведению.

Метцнер дает такую классификацию:

1. Жидкости «чисто» вязкие (скорость деформации зависит только от напряжения сдвига):

а) ньютоновские — вязкость не зависит от напряжения сдвига;

б) неньютоновские — вязкость является функцией напряжения сдвига.

2. Жидкости с зависимыми от времени характеристиками — скорость деформации и вязкость зависят как от напряжений, так и от длительности их воздействия.

3. Вязкоупругие жидкости — скорость деформации и вязкость зависят от напряжений и сдвиговых деформаций.

4. Реологически сложные жидкости имеют свойства, присущие всем вышеуказанным категориям.

В категорию «чисто» вязких включены и вязкопластичные жидкости. Жидкости с зависящими от времени характеристиками вместе с вязкоупругими средами составляют так называемые «жидкости с памятью».

2.3. ТИКСОТРОПНЫЕ СВОЙСТВА

В некоторых гетерогенных средах и даже в отдельных высокомолекулярных жидкостях скорость деформации, вызванная определенным напряжением сдвига, зависит также от структурных изменений, возникших вследствие этого сдвига. Эти изменения заключаются в ориентировании частиц по направлению движения, в разрушении их агрегатов или структур, образованных вследствие физико-химического взаимодействия. Иногда неньютоновское поведение вызвано упругими свойствами макромолекул. Подобная группа жидкостей (гомогенных или псевдогомогенных) подразделяется, в свою очередь, на две категории: с независимыми и зависимыми от времени свойствами*.

* Существует определенное различие между жидкостями, у которых равновесное состояние «напряжение — скорость деформации» достигается в течение определенного промежутка времени, но реологические изменения обра-

К первой категории относятся системы, у которых скорости разрушения (образования) структур, ориентирования (дезориентирования) или вытягивания частиц и макромолекул достаточно высоки, благодаря чему равновесие, соответствующее определенному значению скорости сдвига, достигается, как правило, практически мгновенно.

Ко второй категории относятся жидкости, у которых эти скорости незначительны и равновесие «напряжение—скорость деформации» устанавливается достаточно медленно. Жидкости, в которых при постоянной скорости деформации напряжение сдвига уменьшается во времени, называют тиксотропными; в противном случае они реопектные. Последние встречаются весьма редко; напряжение сдвига увеличивается во времени вследствие образования квазикристаллических структур (литографические туши, некоторые растворы, грубые суспензии). К наиболее распространенным тиксотропным системам относятся глинистые суспензии, тампонажные цементные растворы, некоторые продукты питания, краски и т. д. По внешним проявлениям тиксотропное поведение жидкостей аналогично псевдопластичному, а реопектное можно считать аналогичным дилатантному поведению.

В узком смысле под тиксотропией (термин ввел Петерфи в 1927 г.) понимают изотермическое и изобарическое преобразование системы золь—гель—золь, т. е. образование гелевой структуры, когда раствор находится в состоянии покоя, и переход в жидкообразное состояние при перемешивании. Это явление характерно для коллоидных растворов, в которых частицы имеют электрический заряд и стремятся занять положение, соответствующее минимальной потенциальной энергии. Таким образом, частицы ориентируются в определенных направлениях, образуя более или менее прочную структуру, способную сопротивляться разрушению до определенного значения напряжения сдвига. Это и есть так называемая прочность геля или статическое напряжение сдвига θ . Оно зависит от типа и концентрации твердой фазы в системе, температуры, давления, наличия электролитов и от длительности состояния покоя (рис. 2.10).

Для 4—8 %-ных бентонитовых суспензий Кауэр [10] предлагает уравнение в экспоненциальной форме:

$$t = Ae^{\theta/B}, \quad (2.23)$$

где A и B — экспериментальные константы, причем первую иногда называют коэффициентом тиксотропной твердости.

После встряхивания (или перемешивания) образованные структуры разрушаются и гели вновь превращаются в жидкости.

тимы, и жидкостями, реологические параметры которых изменяются во времени благодаря необратимым физико-химическим процессам, таким, как затверждение тампонажных растворов, красок, смол и др.

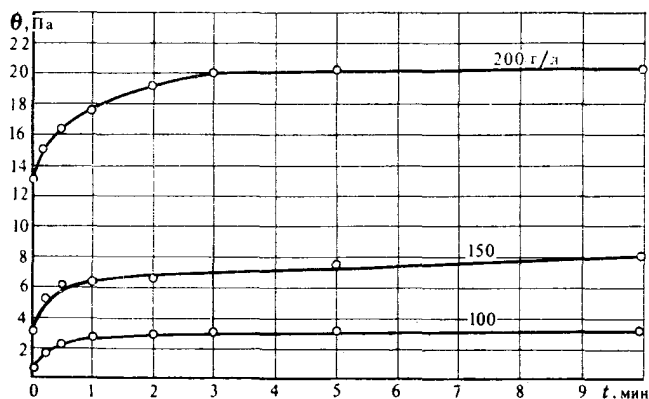


Рис. 2.10. Кинетика образования тиксотропной структуры буровых растворов

Позднее Фрейндлих расширил понятие тиксотропии. В настоящее время под тиксотропией понимается изменение реологических параметров системы со временем под воздействием постоянной скорости сдвига (если нулевой, то в зависимости от продолжительности пребывания системы в покое), а также в зависимости от темпа изменения скорости деформации.

Воспроизведем, например, реограмму деформации какого-либо псевдопластичного тиксотропного жидкого тела в ротационном вискозиметре с соосными цилиндрами. Если темп увеличения скорости сдвига достаточно мал (т. е. таков, что при каждом значении скорости сдвига достигается равновесное состояние «напряжение—скорость деформации», соответствующее определенной степени ориентирования коллоидных частиц, которая является результирующей двух взаимопротивоположных процессов — структурообразования и разрушения структуры при сдвиге), то получим кривую e на рис. 2.11.

Однако если темп роста скорости деформации значителен и превышает скорость ориентирования частиц (или разрыва связей между ними), то равновесное состояние не достигается и в каждой соответствующей точке реограммы значения напряжения сдвига будут выше, чем в предыдущем примере (см. кривую S). При снижении скоростей сдвига, если равновесное состояние не успевает достаточно быстро восстанавливаться, измеренные значения напряжения будут меньше равновесных (см. кривую j). Считается, что жидкости обладают памятью своей истории: напряжение, замеренное в определенный момент времени, зависит не только от скорости деформации в данный момент, но и от предшествующего деформированного состояния. Таким образом на реограмме получается петля гистерезиса, по площади которой можно судить о степени тиксотропности си-

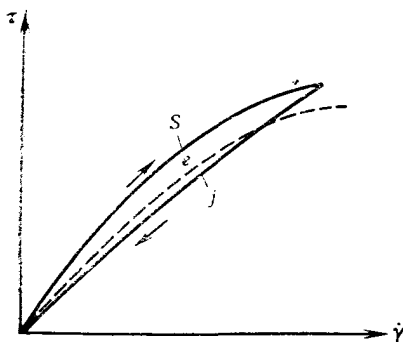


Рис. 2.11. Петля гистерезиса для тиксотропной жидкости

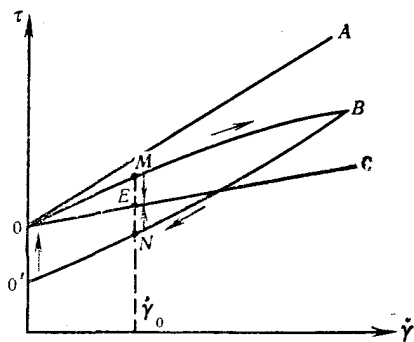


Рис. 2.12. Поведение бингамовской тиксотропной жидкости

стемы. Чем выше темп изменения скорости деформации, тем больше будет площадь петли гистерезиса.

Следует отметить, что тиксотропные свойства жидкости могут оказывать существенное влияние на ее реологическую модель.

На рис. 2.12 показано поведение тиксотропной бингамовской жидкости. Линия OA соответствует измерению без перемешивания (или взбалтывания), иначе говоря, очень высокому темпу нарастания $\dot{\gamma}$. Прямая OC соответствует равновесному состоянию, а линия OBO' — промежуточному темпу изменения скорости деформации. Заметим, что конечная точка O' не совпадает с начальной точкой O .

Напряжение сдвига зависит также от длительности поддержания постоянной скорости сдвига. На рис. 2.12, например, показано, что если скорость сдвига поддерживается постоянной и равной $\dot{\gamma}_0$, то величина τ стремится к равновесному значению — точке E .

Именно поэтому реологические параметры таких сред, замеренные при различных темпах изменения скорости деформации или длительности ее поддержания, будут неодинаковыми на восходящей и нисходящей ветвях кривой течения. Таким образом, пластическая вязкость бингамовской жидкости, соответствующая нисходящей ветви кривой течения, будет тем меньше, чем дольше выдерживалась система при максимальной скорости сдвига и чем выше значение последней.

Для количественной характеристики изменения кажущейся вязкости от длительности выдержки постоянной скорости деформации Кауэр предлагает такую зависимость:

$$t = A_1 e^{-\eta_a/B_1}, \quad (2.24)$$

где A_1 и B_1 — константы, причем B_1 была названа коэффициентом тиксотропной деградации.

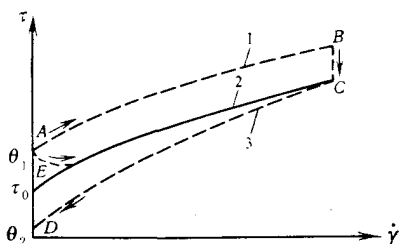


Рис. 2.13. Тиксотропное поведение бурового раствора [11]

1 — $\dot{\gamma}$ (скорость сдвига) резко возрастает; 2 — кривая равновесия; 3 — быстрое снижение $\dot{\gamma}$

Рис. 2.13 иллюстрирует реологическое поведение тиксотропного вязкопластичного бурового раствора, для которого линия EC — равновесная кривая течения. В состоянии покоя прочность геля возрастает от τ_0 до θ_1 . При высоком темпе деформации τ значительно больше равновесных значений. Из этого следует, что кажущаяся вязкость будет больше, чем соответствующее ее значение на равновесной кривой течения ($\theta_1 > \tau_0$).

Если в точке B жидкость выдерживается достаточно длительное время, то τ снижается и стремится к равновесному значению, т. е. к точке C . При быстром уменьшении скорости сдвига значения кажущейся вязкости получаются меньше действительных. Это объясняется недостатком времени для образования необходимых контактов между частичками глин. При этом прочность геля θ_2 ниже, чем τ_0 . В состоянии покоя прочность геля вновь увеличивается до θ_1 .

2.4. ЭЛЕМЕНТЫ МИКРОРЕОЛОГИИ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Качественно вязкость — это сопротивление течению. Количественно же она представляет собой параметр, характеризующий внутренние силы, препятствующие деформации жидкого тела, подвергающегося внешним нагрузкам.

Поведение гомогенных сред, растворов и дисперсных систем при течении определяется структурными факторами (природой и вязкостью компонентов, концентрацией, размерами, формой и распределением диспергированных частиц, природой стабилизирующих веществ, скоростью образования или разрушения структур), воздействием внешних (физических или химических) факторов, напряжениями сдвига и временем. Знание степени влияния этих факторов позволяет разработать системы с нужными параметрами, а также предопределить их поведение в заданных условиях.

Хотя многочисленные формулы, при помощи которых предпринимаются попытки описать основные закономерности передачи количества движения между молекулами или частицами жидкости, носят в основном качественный характер (большинство величин и параметров, входящих в эти формулы, трудноопределимы), они все же позволяют оценить влияние дисперс-

ности, давления, температуры и в определенной мере способствуют разработке критериев выбора необходимой химической обработки дисперсных систем.

2.4.1. Гомогенные среды

Вязкость газов можно рассчитать на основании кинетической теории газов:

$$\eta = \frac{2}{3\pi^{3/2}} \frac{\sqrt{mkT}}{d}, \quad (2.25)$$

где m — масса молекулы, рассматриваемой в виде твердой сферы; k — константа Больцмана ($1,380 \cdot 10^{-23}$ Дж/К); d — диаметр молекулы; T — абсолютная температура.

Эта формула справедлива, в частности, для газов с малой плотностью. Она отражает увеличение вязкости с ростом температуры вследствие интенсификации движения молекул.

Для жидких тел одной из первых и наиболее известной является формула Андейда (1930 г.), устанавливающая зависимость вязкости жидкости от температуры,

$$\eta = Ae^{B/(RT)}, \quad (2.26)$$

где A и B — константы жидкости; R — универсальная газовая постоянная, равная 8,314 Дж/(моль · К).

В отличие от газов, вязкость жидкостей понижается с увеличением температуры. Например, при увеличении температуры от 0 до 100 °С вязкость воды понижается примерно в 6 раз — от 1,792 до 0,2838 МПа · с. Жидкое состояние тела можно уподобить кристаллическому с той лишь разницей, что в жидкостях расстояние между молекулами гораздо меньше. Каждая молекула находится в таком положении, когда ее свободная поверхностная энергия является минимальной и определяется взаимодействием с соседними молекулами. Движение молекулы сводится к непрерывным колебаниям вокруг этого положения.

По мнению Эйринга, в упорядоченном расположении молекул существуют и некоторые нарушения (нерегулярность) в виде пустот, объем которых близок к объему молекул. Элементарный процесс течения состоит в переходе молекулы из своей «потенциальной ямы» в соседнюю, т. е. из одного положения равновесия в другое. Этот переход вызывается воздействием внешней силы, а сопротивление перемещению молекулы — потенциальным барьером между двумя положениями равновесия, который надо преодолеть (рис. 2.14).

Под действием напряжения сдвига τ потенциальный барьер уменьшается, что облегчает переход молекулы. Совершенно ясно, что переход молекул предполагает образование пустот в системе. Энергия, затрачиваемая на образование их, зависит от силы взаимного притяжения или отталкивания молекул.

где $N=R/k$ — число Авогадро ($6,023 \cdot 10^{23}$), T_f — температура кипения.

Для воды ($\bar{v}=M/\rho$, причем $M=18$ г/моль, а ρ — плотность) получаем вязкость 4 мПа·с при 0 °С и 0,95 мПа·с при 100 °С — значения выше реальных, что свидетельствует о качественном характере теории Эйринга.

2.4.2. Дисперсные системы

Вязкость дисперсных систем, к которым относятся суспензии твердых частиц и эмульсии, зависит от концентрации, формы, размера и плотности взвешенных частиц, вязкости обеих сред, степени стабилизации и коагуляции, а также от термодинамического состояния системы.

Первая попытка определения вязкости суспензии твердых частиц принадлежит Эйнштейну:

$$\eta_s = \eta_0(1 + 2,5c), \quad (2.29)$$

где η_0 — вязкость жидкой фазы; c — объемная доля твердой фазы в суспензии.

При выводе этой формулы на основании законов гидродинамики предполагалось, что взвешенные частицы — это сферические твердые тела, расположенные на бесконечном удалении друг от друга и, следовательно, гидродинамически не взаимодействующие, что соответствует объемной доле менее 5 %. Формула (2.29) имеет весьма узкое применение, однако она послужила отправной точкой для других, более общих зависимостей.

Для асимметричных частиц вместо постоянной 2,5 вводится фактор v (Симха), значение которого тем больше, чем выше степень асимметрии (см. пример [13]).

Для концентрированных суспензий наиболее приемлемым является уравнение Федорса (1974 г.)

$$\eta_s = \eta_0 \left(1 + \frac{1,25c}{1 - c/c_{\max}} \right)^2, \quad (2.30)$$

где c_{\max} характеризует максимальную концентрацию «заполнения» всего пространства. Для сферических частиц в расчете используется $c_{\max}=0,63$, а для частиц неправильной формы значения c_{\max} изменяются от 0,36 до 0,43.

По мере уменьшения средних размеров частиц дисперсной фазы вязкость суспензии повышается. Известное уравнение Муни, выведенное в 1951 г., описывает эту зависимость:

$$\eta_s = \eta_0 e^{2,5c/(1-kc)}, \quad (2.31)$$

где k — коэффициент гидродинамического взаимодействия, зна-

чения которого увеличиваются с уменьшением диаметра d частиц в соответствии с эмпирической зависимостью

$$k = 1,079 + e^{0,01/d} + e^{0,0029/d^2}. \quad (2.32)$$

При одинаковых концентрациях и размерах частиц эмульсии обладают меньшей вязкостью ввиду деформируемости диспергированных капель. При этом уравнение Эйнштейна — Симха приобретает вид

$$\eta_{em} = \eta_0 \left[1 + v \left(\frac{\eta_i + 0,4\eta_0}{\eta_i + \eta_0} \right) c \right], \quad (2.33)$$

где η_i характеризует вязкость дисперсионной среды.

Это уравнение неплохо согласуется с экспериментальными данными для эмульсий «масло в воде» при $c = 0,15 \div 0,20$.

Другие молекулярные теории вязкости дисперсных систем приводятся в обзорной работе Джולי [14].

Однако буровые и тампонажные цементные растворы представляют собой полидисперсные системы с асимметричными частицами разных размеров, причем при наличии в растворах электролитов и стабилизирующих веществ определенное влияние на вязкость оказывают и электрические силы. Подавляющее большинство этих растворов ведет себя как неньютоновские жидкости — вязкость зависит от напряжения сдвига, а иногда и от времени. Отклонение от ньютоновского поведения объясняется следующими факторами:

- ориентированием асимметричных частиц, что приводит к уменьшению сопротивления при движении;

- деформированием сольватных оболочек частиц, эмульгированных капель, клубков макромолекул и даже их разворачиванием и вытягиванием;

- изменением взаимодействия между частицами вследствие постепенного увеличения или уменьшения (при изменении напряжения сдвига) числа сцеплений между частицами, образования или разрушения агрегатов частиц, присоединения к частицам или отделения от них части дисперсионной среды.

Часто на кривой зависимости кажущейся вязкости от скорости сдвига отчетливо выделяются три диапазона (рис. 2.15). При очень низких или очень высоких скоростях деформации вязкость становится постоянной (ньютоновское поведение), что соответствует состоянию равновесия (покоя) в первом диапазоне и максимальному разрушению структуры в третьем, где вязкость можно определить из уравнения типа Эйнштейна —

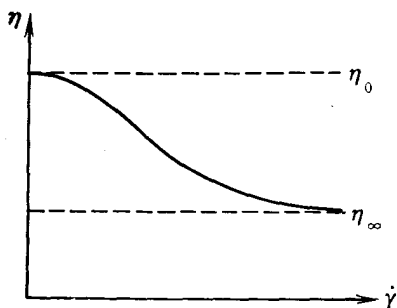


Рис. 2.15. Изменение кажущейся вязкости в зависимости от скорости сдвига

Симха; при этом фактор электрического взаимодействия играет минимальную роль. Более полный анализ этой зависимости с четким разделением на шесть диапазонов дают Ребиндер и др. (см. [15, с. 230]).

Известно, что на поверхности раздела между двумя фазами дисперсной лиофобной системы образуется двойной электрический слой*, который играет определенную роль в устойчивости системы [13]. В процессе течения вследствие деформирования этого слоя возникает эффект торможения частиц, приводящий к повышению вязкости. При высоких концентрациях электрически заряженные оболочки частиц взаимодействуют посредством сил притяжения или отталкивания, что создает дополнительное повышение вязкости. Этот эффект, как правило, преобладает.

Увеличение концентрации электролитов или полимеров, повышение температуры и давления приводят к дестабилизации и снижению степени дисперсности системы за счет агрегирования частиц. Этот процесс происходит вследствие коагуляции (из-за уменьшения толщины электрического слоя и увеличения сил притяжения Ван-дер-Ваальса) или флокуляции (создания связующих мостиков между частицами путем нейтрализации их электрических зарядов или адсорбции цепочек полимеров). Эти процессы могут протекать одновременно, заметно влияя на вязкость системы.

Определим значения некоторых реологических параметров дисперсных систем с точки зрения микрореологии.

Пластическая вязкость η_p характеризует внутреннее трение между соседними слоями дисперсионной среды, диспергированными частицами, а также межфазное взаимодействие. Величина η_p зависит от вязкости дисперсионной среды, от концентрации, размеров и формы диспергированных частиц. Таким образом, при отсутствии структурных изменений в системе с повышением температуры понижается не только вязкость дисперсионной среды, но и пластическая вязкость. Последняя увеличивается с возрастанием концентрации диспергированных частиц и их дисперсности. Это относится как к суспензиям твердых частиц, так и к эмульсиям.

Следовательно, возможные пути снижения пластической вязкости бурового раствора таковы: разжижение раствора, механическое удаление твердых частиц, прежде всего частиц шлама или предотвращение их диспергирования в растворе.

Динамическое напряжение сдвига τ_0 характеризует сопротивление при течении, обусловленное электрическими силами притяжения-отталкивания, существующими между сольватиро-

* Либо одна фаза отдает ионы другой, оставаясь при этом заряженной противоположным зарядом, либо диспергированные частицы адсорбируют на свою поверхность полярные молекулы дисперсионной среды.

ванными частицами. Значение τ_0 зависит от концентрации дисперсной фазы, ее поверхностных свойств (степени ионизации, толщины двойного электрического слоя, природы ионов), концентрации и природы ионов в дисперсионной среде, наличия в системе веществ стабилизирующего действия.

Увеличение динамического напряжения сдвига обусловливается главным образом электролитами, смещающими равновесие сил притяжения и отталкивания в сторону первых, а также повышенными концентрациями частиц и температурами.

Соппротивление геля θ изменяется аналогично динамическому напряжению сдвига.

Хотя оба реологических параметра η_p и τ_0 присущи гетерогенным системам, они используются и для описания реологического поведения некоторых гомогенных сред, например, вязких нефтей. В этом случае для τ_0 труднее найти объяснение физико-химического характера. Нередко трудно также объяснить физико-химическую природу параметров эмпирических реологических моделей, что в ряде случаев осложняется и отсутствием у них определенной размерности.

Индекс консистенции K степенной модели увеличивается с повышением концентрации диспергированных частиц, в то время как показатель n в гораздо меньшей степени подвержен влиянию концентрации. Если вязкость повышается вследствие агрегации или флокуляции частиц, то K увеличивается, а n отклоняется от единицы.

Теперь можно объяснить реологическое поведение глинистых буровых растворов на водной основе. При гидратации и перемешивании бентонитовые частицы диспергируются вплоть до элементарных чешуек. Такие чешуйки имеют поверхностные электрические заряды, преимущественно отрицательные, вокруг которых образуются слои из моно- и бивалентных катионов (часть из них абсорбирована, а часть находится в свободном состоянии) и полярных молекул воды. Этот двойной электрический слой обеспечивает устойчивость системы.

Однако на ребрах в зависимости от места разрыва чешуйки несут заряды как отрицательные, так и положительные. Вследствие комбинированного эффекта притяжения между ребрами, а также между ребрами и плоскостями и отталкивания между плоскостями чешуек в состоянии покоя образуется тиксотропная структура, соответствующая минимальной потенциальной энергии системы.

Добавление электролитов или стабилизаторов (ПАВ, полимеров), повышение температуры и давления приводят к нарушению этого равновесия.

В системе на водной основе элементарные глинистые чешуйки могут находиться в различных положениях (рис. 2.16); это обстоятельство играет важную роль в реологическом поведении всей системы.

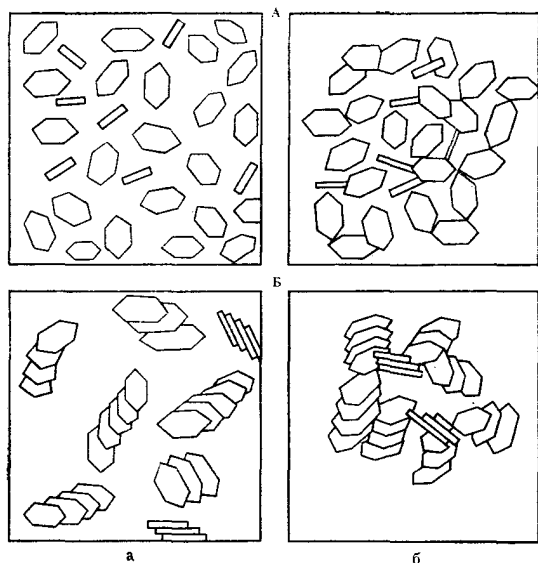


Рис. 2.16. Агрегирование и диспергирование глинистых частиц:

А — диспергированные частицы; Б — агрегированные частицы; а — дефлокулированные; б — флокулированные

1. Диспергированно-дефлокулированные системы образуются путем гидратации глины в пресной воде. Силы отталкивания между молекулами преобладают. Благодаря большому числу частиц пластическая вязкость имеет высокое значение. Напряжение сдвига можно поддерживать низким, если электрические заряды на ребрах глинистых чешуек нейтрализовать разжижителями. Сопротивление геля растет постепенно. Добавленный бентонит легко диспергируется, и вязкость повышается быстро.

2. Диспергированно-флокулированные системы. Некомпенсированные заряды на ребрах чешуек способствуют соединению последних и образованию хрупких хлопьевидных структур. Кажущаяся вязкость системы высока, что обусловлено повышенными значениями динамического напряжения сдвига вследствие проявления сил притяжения между чешуйками. Пластическая вязкость может понизиться, поскольку число свободных частиц уменьшается. Это явление наблюдается при попадании в систему незначительного количества электролита, а также при повышении температуры. Электролит препятствует гидратации и диспергированию глины, добавляемой в раствор.

3. Агрегированно-флокулированные системы. Бентонитовые чешуйки в этом случае соединяются как своими плоскостями, образуя пакеты глинистых частиц, так и ребрами, уменьшая таким образом общее число свободных частиц. Пластическая

вязкость будет ниже, чем в предыдущем случае, а динамическое напряжение сдвига остается высоким. Кажущаяся вязкость, как правило, меньше, если содержание глины не очень велико. Этот процесс проявляется при попадании в систему двухвалентных катионов (Ca^{2+} , Mg^{2+}), которые, замещая моновалентные катионы (Na^{+}) между чешуйками, сближают их и тем самым уменьшают объем связанной воды. Флокуляция и агрегирование могут быть вызваны также массированным действием моновалентных ионов при их повышенной концентрации. Электролиты препятствуют гидратации и диспергированию глин, попадающих в систему.

4. Агрегированно-дефлокулированные системы. Чешуйки упакованы в виде столбиков. Пластическая вязкость и динамическое напряжение сдвига невелики. Такими системами являются ингибированные буровые растворы (о них шла речь выше), обработанные дефлокулянтами, которые нейтрализуют заряды на ребрах частиц. При понижении динамического напряжения сдвига дефлокулянт действует как понизитель вязкости.

Если в систему добавить компонент, способный осаждать двухвалентные катионы, система может вновь обрести диспергированно-дефлокулированное состояние.

Разумеется, рассмотренные выше процессы протекают одновременно. Не бывает, например, суспензии, полностью диспергированной или только агрегированной без флокуляции; реальные процессы намного сложнее. Тем не менее с помощью вышеуказанных схем можно объяснить влияние загрязнения бурового раствора водорастворимыми солями (хлористым натрием, гипсом, ангидритом), действие понизителей вязкости, поведение ингибированных буровых растворов, влияние температуры и т. д.

Загрязнение бурового раствора водорастворимыми солями влечет за собой сначала повышение кажущейся вязкости (ввиду флокуляции частиц), а затем ее снижение по мере агрегирования, «штабелирования» чешуек глины. Этот процесс становится более заметным в присутствии двухвалентных ионов, а при высоких концентрациях глины вязкость может оставаться высокой, несмотря на интенсивное загрязнение.

Понизители вязкости (дубильные вещества, лигнины, лигносульфонаты и т. д.) способствуют снижению кажущейся вязкости благодаря нейтрализации остаточных электрических зарядов на ребрах чешуек бентонита, а также осаждению некоторых загрязнителей, замещению одних ионов другими, образованию защитной оболочки вокруг частиц. Во всех случаях снижается динамическое напряжение сдвига и, разумеется, прочность геля. Пластическая вязкость, как правило, незначительно повышается вследствие диспергирующего влияния большинства разжижителей, увеличения атмосферы ионов вокруг частиц и их избыточного содержания в жидкой фазе.

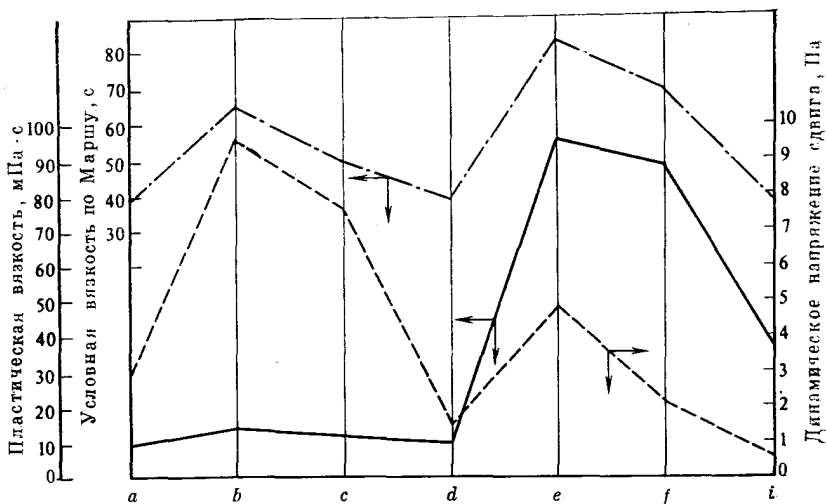


Рис. 2.17. Принципы обработки буровых растворов:

a — обычный буровой раствор $\rho=1072$ кг/м³; *b* — добавка цемента 3 кг/м³; *c* — вода, 10 %; *d* — добавка NaOH (3 кг/м³) и ферохромлигносульфоната (10 кг/м³); *e* — добавка барита до плотности раствора 2000 кг/м³; *f* — добавка гексаметафосфата натрия (1 кг/м³); *i* — добавление воды, 10 %

В ингибированных буровых растворах вязкость поддерживается в допустимых пределах; предотвращаются диспергирование и гидратация глины из шлама путем регулирования содержания солей (извести, гипса, хлористого натрия или калия) или добавления специальных разжижителей, замедляющих гидратацию (например, хромлигнита и хромлигносульфоната).

На рис. 2.17 показаны зависимости кажущейся вязкости бурового раствора от пластической вязкости и динамического напряжения сдвига при «загрязнении» бурового раствора и соответствующей обработке. Если кажущаяся вязкость повышается вследствие роста пластической вязкости, то для ее эффективного снижения необходимо удалять твердые частицы, а если это происходит из-за динамического напряжения сдвига, то эффективный контроль кажущейся вязкости возможен только посредством химической обработки.

Вязкость растворов на углеводородной основе определяется вязкостью дисперсионной среды и содержанием диспергированных частиц: асфальта, органофильной глины, утяжелителей, а вязкость инвертных эмульсий зависит также от концентрации и степени диспергирования водной фазы. Их вязкость повышается с увеличением содержания воды. Следует отметить, что при атмосферных условиях вязкость таких систем выше, чем растворов на водной основе; это объясняется более высокой вязкостью углеводородов.

2.5. РЕОЛОГИЯ БУРОВЫХ РАСТВОРОВ

2.5.1. Общая реологическая характеристика

Разнообразие типов растворов, регулирование их свойств добавками в процессе бурения, широкий диапазон скоростей деформации (десятки с^{-1} в кольцевом пространстве, сотни с^{-1} в бурильной колонне и тысячи или десятки тысяч в насадках долота), изменения температуры и давления в процессе циркуляции — все это затрудняет строгую реологическую классификацию. Нередки случаи, когда один и тот же раствор описывается различными реологическими уравнениями.

Классификация буровых растворов по их реологическим характеристикам, предложенная Филатовым [16, гл. XII], представляется одной из наиболее приемлемых.

1. Растворы, близкие по реологическому поведению к ньютоновским жидкостям.

2. Вязкопластичные слабо тиксотропные растворы.

3. Вязкопластичные растворы с выраженными тиксотропными свойствами.

4. Псевдопластичные растворы.

К первой группе относятся воздух, вода, некоторые нефтепродукты, растворы солей, некоторые буровые растворы с низким содержанием твердой фазы или обработанные разжижителями и некоторые растворы на углеводородной основе. К этой категории относят растворы с динамическим напряжением сдвига менее $1\text{--}2\text{ Па}$.

Во вторую группу входят суспензии с более высоким содержанием твердых частиц (низкоколлоидных глин, асбеста, инертных утяжелителей), а также ингибированные растворы с поливалентными катионами (кальция, магния). Динамическое напряжение сдвига этих растворов изменяется от $2\text{--}3$ до $10\text{--}15\text{ Па}$, а пластическая вязкость — от $3\text{--}5$ до $60\text{--}70\text{ мПа}\cdot\text{с}$ и даже более.

Тиксотропные свойства растворов третьей группы обусловлены наличием высококоллоидных глин типа Na-бентонита и низким содержанием электролитов. К этой же категории относятся и большинство тампонажных цементных растворов без добавок. Тиксотропные свойства существенно затрудняют определение реологических характеристик растворов.

К категории неньютоновских сред без ярко выраженных пластических и тиксотропных свойств относятся эмульсии (в том числе инвертные), буровые растворы, обработанные понизителями водоотдачи или вязкости, буровые растворы с полимерами и низким содержанием глин, пены.

Суспензии, содержащие полимерные добавки, часто проявляют и вязкоупругие свойства.

Реологическое поведение буровых растворов более соответствует модели Бингама, чем модели Ньютона; это было уста-

новлено в 1930 г. Идея вскоре стала общепринятой, и, таким образом, большинство последующих исследований, касающихся течения буровых растворов, имеет в основе бингамовскую концепцию вязкопластичной жидкости. С появлением различных способов химической обработки глинистых растворов на водной основе и особенно с разработкой буровых растворов на неводной основе ограниченность бингамовской модели становилась все более очевидной. Поэтому была принята модель Оствальда—де Ваале как более адекватная для описания реологического поведения таких растворов.

Однако большинство буровых растворов не подчиняется ни одной из этих двух моделей. Если реологические параметры определяются по двум точкам определенного диапазона скоростей сдвига кривой течения (точки 1 и 2 на рис. 2.18), то вне этого диапазона вычисленные значения напряжения сдвига могут быть больше (для модели Бингама) или меньше (для модели Оствальда), чем реальные.

Гораздо более широкий диапазон скоростей сдвига охватывается моделями с тремя параметрами. Из них для буровых растворов применялись модели Гершеля—Балкли [6] для вязкопластичных систем и Бриана [5] для растворов, проявляющих псевдопластичные свойства. Однако определение реологических параметров растворов для этих моделей и интегрирование уравнений их движения весьма затруднительны.

Более удобным и достаточно точным представляется использование прежних простых (Бингама или Оствальда—де Ваале) моделей с разными значениями реологических параметров для различных интервалов скоростей сдвига (см. главы 4 и 5).

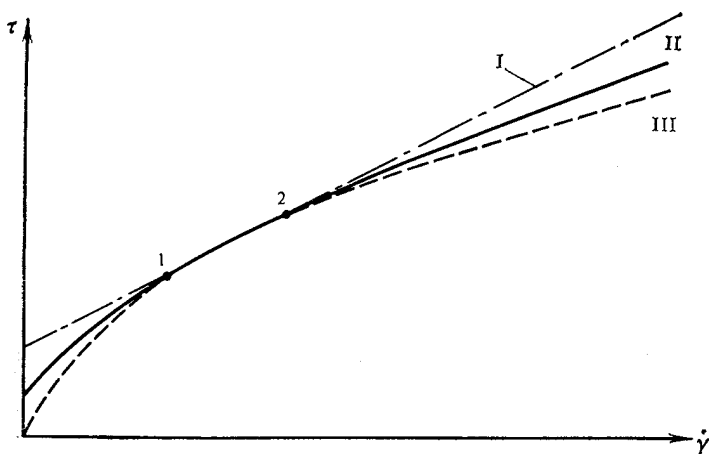


Рис. 2.18. Аппроксимация реальной кривой течения жидкости моделями Бингама и Оствальда—де Ваале:

I — модель Бингама; II — реальная жидкость; III — модель Оствальда—де Ваале

Часто в расчетах используется модель Оствальда—де Ваале с различными значениями параметров K и n в диапазонах скоростей сдвига, соответствующих течению в кольцевом пространстве скважины и бурильной колонны. В насадках долота раствор можно рассматривать как ньютоновскую или даже как идеальную жидкость.

На рис. 2.19 представлено несколько кривых течения, полученных с помощью ротационного вискозиметра Фэнн (модели 35), а в табл. 2.3 приведены реологические параметры некоторых буровых растворов.

В промысловых условиях для оценки вязкости буровых растворов широко используется понятие условной вязкости, которая характеризуется временем истечения (в секундах) 1 л раствора из стандартной воронки объемом 1,5 л с калиброванной трубкой (воронка Марша). Вязкость по Маршу меняется от 28 с (время истечения воды) до 60—80 с для относительно вязких растворов и даже выше для инвертных эмульсий. Эта вязкость отражает совокупное влияние реологических параметров раствора на его истечение и зависит в какой-то мере от плотности и от тиксотропных свойств бурового раствора.

Т а б л и ц а 2.3

Тип бурового раствора	Плотность, кг/м ³	Реологические параметры			
		η_p , мПа·с	τ_0 , Па	K , Н·с ⁿ /м ²	n
С активированным бентонитом в концентрации, кг/м ³					
75	1037	3,5	0,5	—	—
100	1048	4,5	1,0	—	—
125	1061	7,0	2,0	—	—
150	1075	12,0	4,5	—	—
175	1092	18,0	9,0	—	—
200	1110	26,0	18,0	—	—
Ингибированный раствор с KCl	1072	5,0	3,0	—	—
Раствор с активированным бентонитом в концентрации 100 кг/м ³ , утяжеленный баритом	1250	8,0	2,5	—	—
То же	1500	15,0	6,5	—	—
»	1750	26,0	13,0	—	—
»	2000	44,0	25,0	—	—
Инвертная эмульсия:					
$t = 60^\circ\text{C}$	1470	—	—	0,250	0,850
$t = 60^\circ\text{C}$	2190	—	—	0,480	0,835
$t = 80^\circ\text{C}$	2190	—	—	0,415	0,810
Раствор на нефтяной основе:					
$t = 40^\circ\text{C}$	1600	—	—	0,570	0,740
$t = 60^\circ\text{C}$	1600	—	—	0,286	0,765
$t = 80^\circ\text{C}$	1600	—	—	0,153	0,797

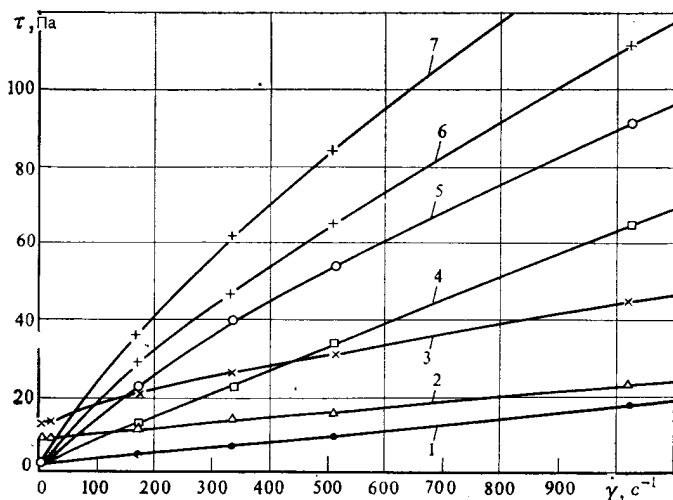


Рис. 2.19. Кривые течения некоторых буровых растворов:

1 — ингибированный буровой раствор (с добавкой KCl); 2 — буровой раствор, загрязненный цементом; 3 — обычный (неутяжеленный) буровой раствор; 4 — утяжеленный и обработанный буровой раствор; 5 — буровой раствор на нефтяной основе; 6 — раздельная система на нефтяной основе; 7 — инвертная эмульсия

2.5.2. Влияние концентрации

При одинаковых концентрациях (или плотности) вязкость глинистых суспензий на водной основе меняется в очень широких пределах в зависимости от коллоидных свойств глины, длительности гидратации, степени перемешивания, наличия электролитов, разжижителей или органических коллоидов. Рис. 2.20 иллюстрирует изменение кажущейся вязкости после 24 ч гидратации для нескольких разновидностей глин. Практическим критерием определения коллоидной активности глины является так называемый «коэффициент выхода» раствора, т. е. объем бурового раствора с кажущейся вязкостью 15 мПа·с, который можно приготовить из определенной массы глины. Например, хороший бентонит с повышенной способностью к гидратации и диспергированию имеет выход свыше 15 м³/т, тогда как низкоколлоидный — лишь 2—3 м³/т. Этот показатель зависит от природы глины и от наличия в растворе электролитов. В то же время его можно увеличить посредством активизации глины (добавлением кальцинированной соды или полимеров).

При использовании одной и той же глины кажущаяся вязкость суспензии повышается с ростом содержания твердых частиц вследствие увеличения пластической вязкости и особенно динамического напряжения сдвига (см. табл. 2.3).

Максимальная плотность глинистой суспензии средней текучести на водной основе изменяется от 1050 кг/м³ для активированного бентонита до 1300—1400 кг/м³ для обработанных силь-

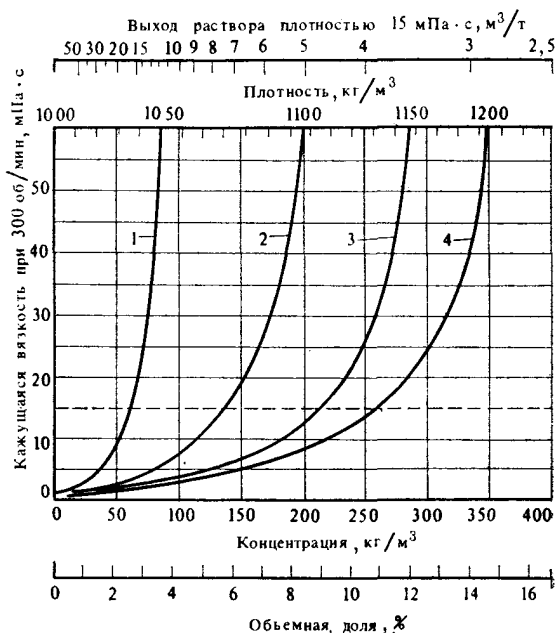


Рис. 2.20. Кривые вязкости для суспензий различных глин плотностью 2400 кг/м³:

1 — вайомингский бентонит; 2 — иловический бентонит; 3 — низкоколлоидная глина; 4 — красная неактивированная глина

ными разжижителями растворов низкоколлоидных глин. Более высокой плотности (2200—2300 кг/м³ и выше можно достичь добавлением инертных веществ с повышенной плотностью, таких, как барит, железная, титановая или свинцовая руды и др. Ввиду их низкой гидрофильности вязкость увеличивается менее заметно, однако она зависит от степени измельчения частиц утяжелителя.

С технологической точки зрения существуют определенные пределы регулирования и поддержания реологических параметров бурового раствора заданной плотности. На рис. 2.21 представлены средние значения пластической вязкости и динамического напряжения сдвига, рекомендуемые фирмой «Магкобар» (США), а на рис. 2.22 дается оптимальная (по данным фирмы «Магкобар») объемная доля твердых частиц для бурового раствора, приготовленного из бентонита плотностью 2500 кг/м³. Можно использовать также и эмпирические уравнения [16]:

$$\begin{aligned}\eta_p &= 33\rho_n - 22; \\ \tau_0 &= 8,5\rho_n - 7,\end{aligned}\tag{2.34}$$

где ρ_n — плотность бурового раствора, кг/дм³.

Допустимые реальные значения реологических параметров изменяются в пределах ± 20 —30 % по сравнению с рекомендуемыми средними значениями.

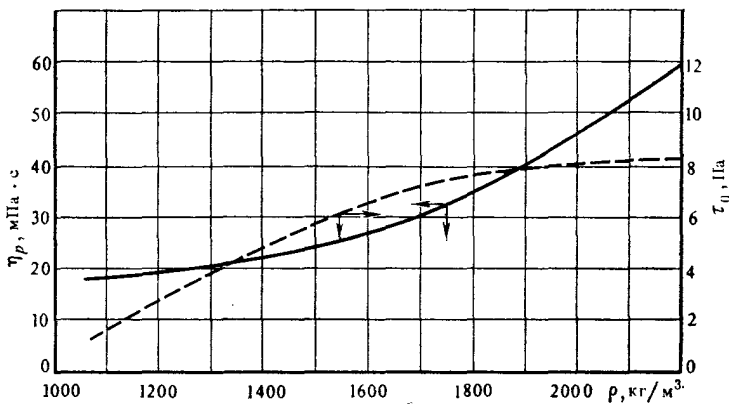


Рис. 2.21. Ориентировочные значения пластической вязкости η_p и динамического напряжения сдвига τ_0 для обычных буровых растворов

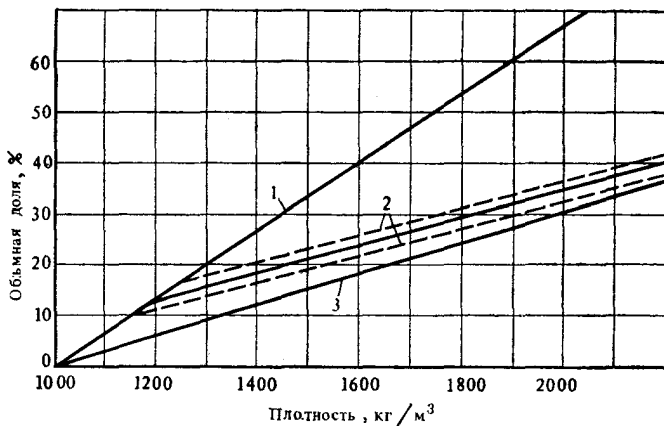


Рис. 2.22. Рекомендуемая объемная доля твердых частиц в буровом растворе с оптимальными реологическими характеристиками (плотность глины 2500 кг/м³, плотность барита 4240 кг/м³):

1 — глина и вода; 2 — рекомендуемый диапазон; 3 — барит и вода

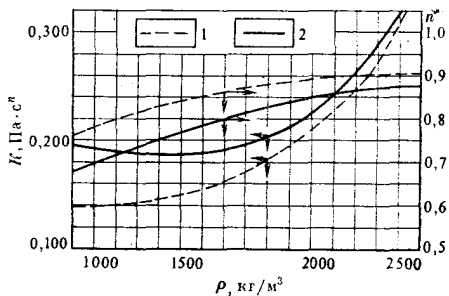


Рис. 2.23. Ориентировочные значения реологических параметров буровых растворов на нефтяной основе:

1 — инвертная эмульсия; 2 — буровой раствор на нефтяной основе, $T=45^\circ\text{C}$

Для растворов на углеводородной основе допускаются значения $n=0,70\div 0,85$, а для инвертных эмульсий $n=0,8\div 0,9$, которые увеличиваются с возрастанием плотности системы. Для определения индекса консистенции K рекомендуется использовать кривые на рис. 2.23. Определяемые значения могут изменяться на $\pm 10\%$; они соответствуют температуре 45°C и атмосферному давлению.

2.5.3. Влияние температуры и давления

Многочисленные экспериментальные исследования показали, что измерения, проведенные при атмосферных условиях, не могут дать точных и полных сведений о реологическом поведении бурового раствора по всему стволу скважины при высоких температурах и давлениях [15, 17—23].

Глинистые суспензии на водной основе. По мере увеличения температуры происходит следующее:

- понижается вязкость дисперсионной среды, что приводит к обратимому снижению пластической вязкости;

- уменьшается толщина сольватной оболочки гидратированных частиц, что облегчает их коагуляцию и флокуляцию, которые, в свою очередь, ведут к обратимому повышению динамического напряжения сдвига и сопротивления геля; при очень высоких температурах происходят даже необратимые структурные изменения;

- ослабевают связи между агрегированными чешуйками; при этом увеличивается степень диспергирования (термическая пептизация) и, как следствие этого, происходит необратимое повышение пластической вязкости и динамического напряжения сдвига;

- изменяются свойства реагентов вплоть до химических превращений, модификации строения или расщепления макромолекул— необратимых процессов, обычно ведущих к повышению вязкости.

В конечном счете происходит изменение вязкости, определяемое совокупностью следующих факторов: природы и концентрации глины, содержания инертных твердых частиц, наличия и природы электролитов и стабилизирующих реагентов, темпа и длительности нагрева, давления и скорости сдвига.

Растворы с низким содержанием натриевого бентонита, растворы с негидратируемыми глинами или асбестом и утяжеленные растворы (с высоким содержанием инертных частиц) при повышении температуры вначале проявляют некоторое снижение вязкости (рис. 2.24 и 2.25). По достижении порога коагуляции вязкость и сопротивление геля резко возрастают.

При высоких концентрациях гидрофильных частиц кажущаяся вязкость и прочность гелевой структуры бурового раствора с ростом температуры сразу возрастают; критическая

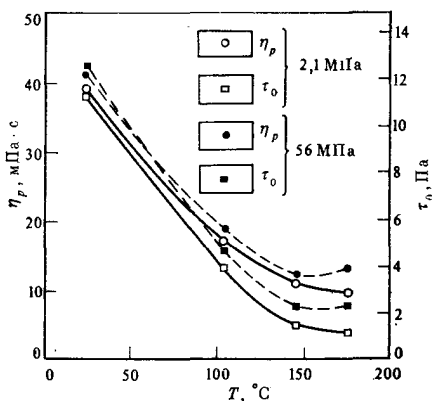


Рис. 2.24. Влияние температуры и давления на реологические параметры 4 %-ной На-бентонитовой суспензии в присутствии избыточного количества каустической соды (5 экв/л) [17]

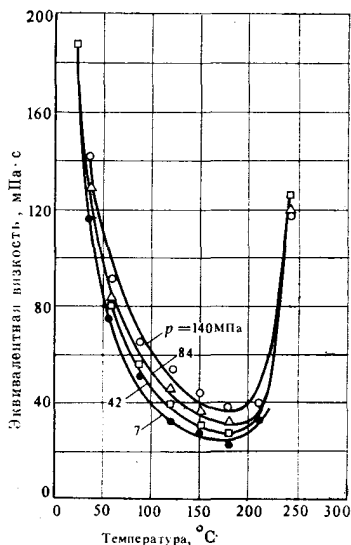


Рис. 2.25. Влияние температуры и давления на эквивалентную вязкость (замеренную модифицированным консистомером Фанна) бурового раствора плотностью 2210 кг/м^3 [22]

температура флокуляции суспензии низка, поэтому буровой раствор может быстро стать непрокачиваемым (рис. 2.26).

Термостойкий разжижитель стабилизирует суспензию, приводит к повышению порога коагуляции и, следовательно, к снижению вязкости (рис. 2.27).

Однако есть такая температура (инверсии), выше которой вязкость и прочность геля резко снижаются вследствие качественного ухудшения системы — ослабления сил сцепления между частицами, образующими структуру. Температура инверсии зависит от природы и концентрации глины, от давления и скорости сдвига.

Для оценки влияния необратимых явлений и термоустойчивости различных реагентов необходимо определять реологические параметры до нагрева и после охлаждения системы. На рис. 2.28 показано изменение прокачиваемости (величины, обратной вязкости) в процессе нагрева и охлаждения более или менее стабилизированных буровых растворов [15, 22]. При охлаждении благодаря пептизации, а также другим структурным изменениям вязкость системы может быть выше или ниже, чем в процессе нагрева. Площадь петли гистерезиса характеризует меру необратимости процесса. Она будет тем больше, чем ниже степень стабилизации и чем выше степень коагуляции (т. е. деградации или качественного ухудшения системы).

Значительное влияние на реологические параметры оказывают сдвиговые деформации, которым подвергается жидкость

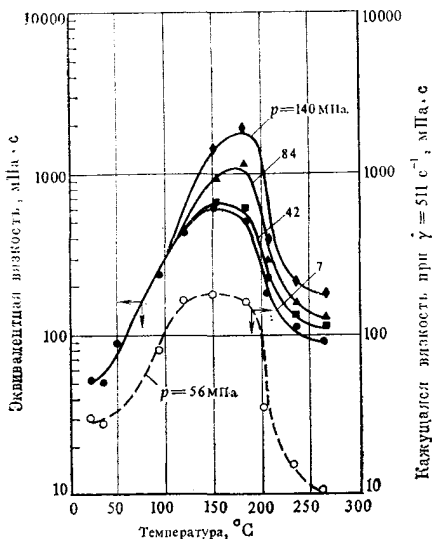


Рис. 2.26. Влияние температуры и давления на эквивалентную и кажущуюся вязкость (замеренную в вискозиметре Фанна модели 50 при частоте вращения 300 об/мин) для неутяжеленного бурового раствора плотностью 1080 кг/м³ [22]

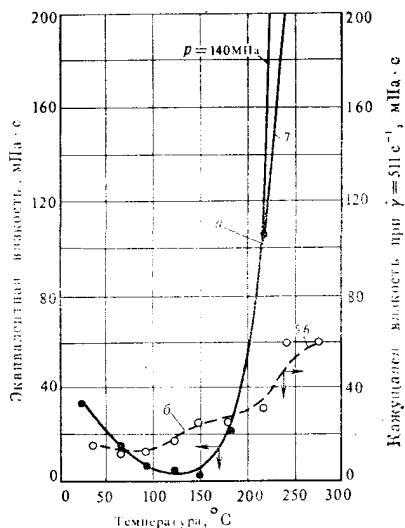


Рис. 2.27. Влияние температуры на эквивалентную и кажущуюся вязкость бурового раствора из рис. 2.26, обработанного разжижителем (феррохромлигносульфонатом) в концентрации 14,2 кг/м³ [22]:

a — модифицированный консистометр; *b* — вискозиметр Фанна модели 50

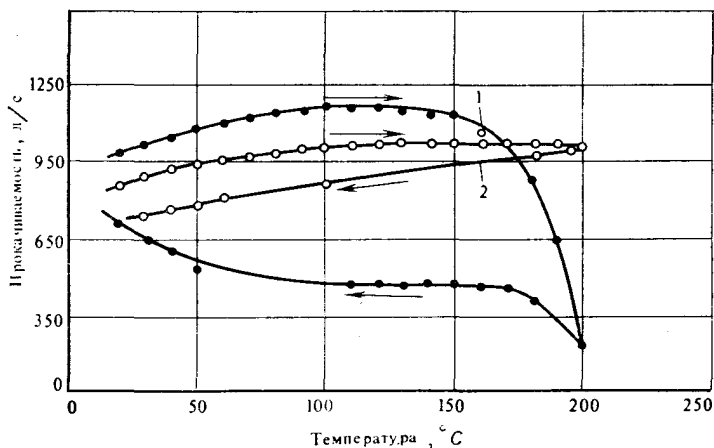
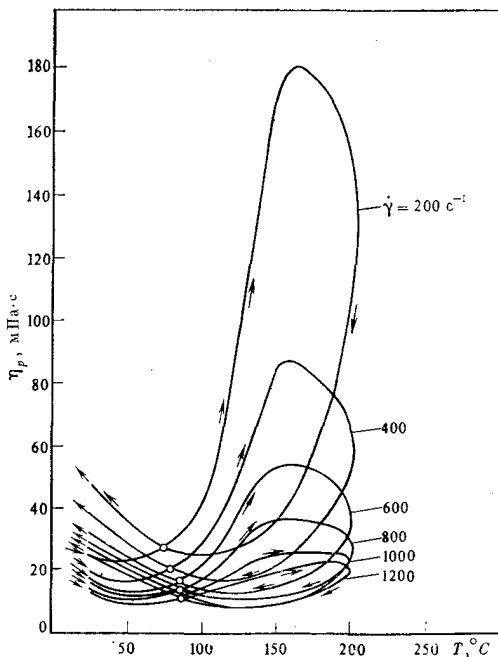


Рис. 2.28. Прокачиваемость буровых растворов при их нагреве и охлаждении:

1 — суспензия с содержанием 35 % глины и 15 % УЩР; 2 — суспензия с теми же компонентами плюс 0,2 % бихромата калия

Рис. 2.29. Изменение эффективной вязкости 10 %-ной суспензии ас-кангеля в процессе нагрева-охлаждения при различных скоростях сдвига [15]



в процессе нагрева или охлаждения (рис. 2.29). Следует отметить, что при высоких температурах и низких скоростях сдвига темп структурообразования может превысить скорость разрушения гелевой структуры, при этом получают кривые течения с обратным наклоном, т. е. жидкость проявляет как бы «отрицательную вязкость» [15].

Петли гистерезиса, подобные приведенным на рис. 2.28 и 2.29, характерны и для прочности геля даже в стабилизированных растворах.

При повышении давления вязкость систем на водной основе увеличивается, однако это явление менее заметно, чем влияние температуры (см. рис. 2.24—2.27).

Буровые растворы на углеводородной основе. Как правило, кажущаяся вязкость инвертных эмульсий и буровых растворов на углеводородной основе уменьшается с повышением температуры и увеличивается с ростом давления (рис. 2.30—2.32), причем это влияние выражено сильнее, чем у растворов на водной основе.

Поведение этих растворов при течении можно описать математически. Мак-Морди и др. [23] предлагают модель Оствальда—де Ваале модифицировать следующим образом:

$$\ln \tau = \ln K + n \ln \dot{\gamma} + A p + B/T, \quad (2.35)$$

где A и B — экспериментальные константы, характерные для каждого раствора.

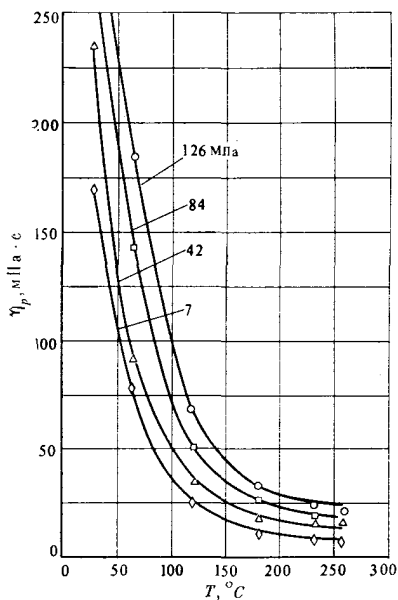


Рис. 2.30. Влияние температуры и давления на вязкость инвертной эмульсии плотностью 1680 кг/м³ [22]

Уравнение (2.35) проверено с помощью ротационного вискозиметра, работающего при высоких давлениях и температурах (см. главу 5), для раствора на углеводородной основе с разными реологическими параметрами K и n при скоростях сдвига

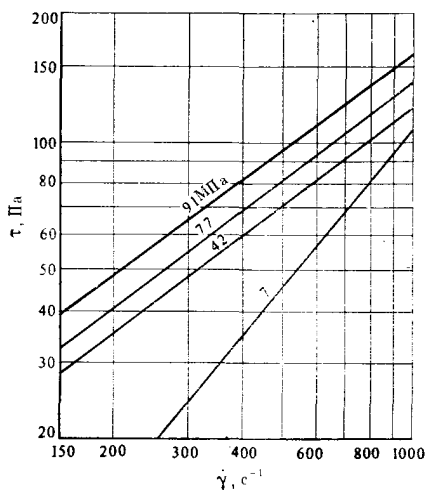


Рис. 2.32. Влияние давления на кривую течения бурового раствора на углеводородной основе ($\rho=2160$ кг/м³, $T=205$ °C) [21]

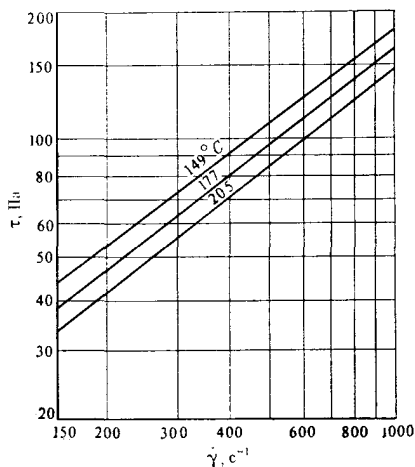


Рис. 2.31. Влияние температуры на реограмму бурового раствора на углеводородной основе ($\rho=2160$ кг/м³, $p=77$ МПа) [21]

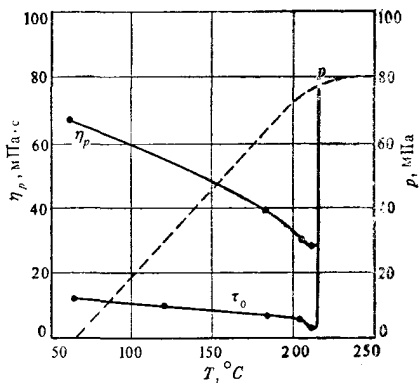


Рис. 2.33. Влияние температуры и давления на реологические характеристики утяжеленных инвертных эмульсий ($\rho=2100$ кг/м³, 12 % воды) [20]

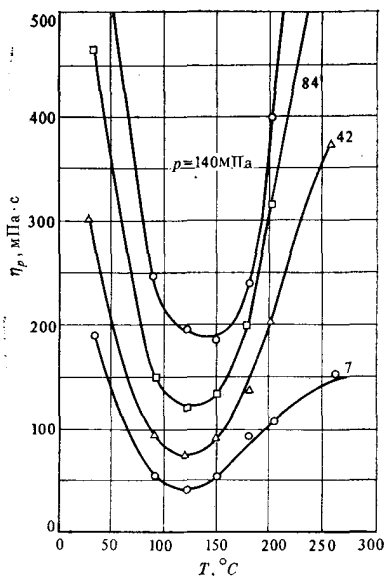


Рис. 2.34. Влияние температуры и давления на вязкость утяжеленной инвертной эмульсии ($\rho = 2270 \text{ кг/м}^3$) [22]

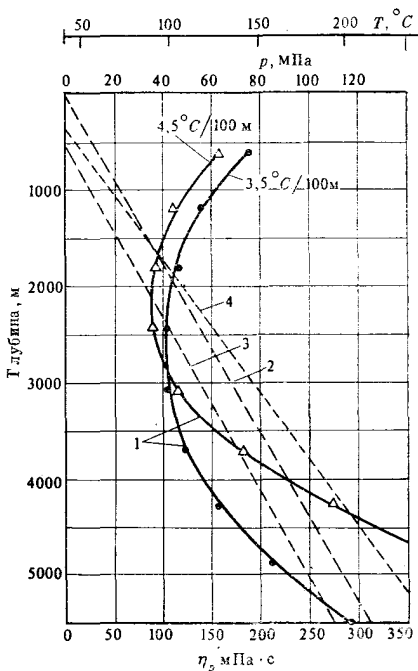


Рис. 2.35. Изменение эквивалентной вязкости, температуры и гидростатического давления с глубиной скважины:

1 — эквивалентная вязкость; 2 — гидростатическое давление при плотности раствора $\rho = 2270 \text{ кг/м}^3$; 3 — геотермический градиент $3,5 \text{ }^\circ\text{C}/100 \text{ м}$; 4 — геотермический градиент $4,5 \text{ }^\circ\text{C}/100 \text{ м}$

около 190 с^{-1} . Это уравнение позволяет более точно рассчитать потери давления в циркуляционной системе скважины.

Однако при повышенном содержании воды или твердых частиц при определенной температуре инвертные эмульсии обнаруживают тенденцию к повышению вязкости, а иногда даже к резкому ее возрастанию (рис. 2.33, 2.34). При использовании соответствующих добавок температура инверсии раствора может быть повышена.

На рис. 2.35 показано изменение в скважине эквивалентной вязкости бурового раствора, которому соответствует рис. 2.34 (температура и давление имитируются в вискозиметре).

2.6. РЕОЛОГИЯ ТАМПОНАЖНЫХ ЦЕМЕНТНЫХ РАСТВОРОВ

2.6.1. Общая реологическая характеристика

Необработанные, а иногда утяжеленные тампонажные цементные растворы в широком диапазоне скоростей сдвига можно описать с помощью модели Бингама, а реологическое поведение химически обработанных тампонажных растворов лучше соответствует модели Оствальда—де Ваале (рис. 2.36).

Более точное описание течения растворов многих типов достигается путем аппроксимации кривой течения в различных диапазонах скоростей сдвига одной реологической моделью или даже различными моделями; например, ниже определенного значения скорости сдвига (200 с^{-1}) используется модель Оствальда—де Ваале, а при более высоких скоростях сдвига — бингамовская модель.

Не лишено смысла также использование моделей с тремя параметрами (например, Гершеля—Балкли или Бриана), однако на практике оперирование тремя параметрами затруднительно. Иногда реологическое поведение одного и того же тампонажного цементного раствора сразу после затворения подчиняется одной реологической модели, а к концу гидратации или при более высокой температуре другой (рис. 2.37).

Большинство тампонажных цементных растворов проявляет тиксотропные свойства, которые характеризуются высокими значениями прочности геля. Последнее, как известно, создает скачки давления при возобновлении циркуляции даже после коротких перерывов. Это объясняется появлением и развитием в растворе гелевых и кристаллических структур, характерных для вяжущих веществ (портландцемента, глиноземного или шлакового цемента, извести, гипса).

В табл. 2.4 представлены реологические параметры тампонажных растворов нескольких типов, полученные при помощи ротационного вискозиметра после перемешивания в течение 30 мин. Эти параметры являются ориентировочными ввиду их «чувствительности» к изменению многих факторов, а именно: водоцементного отношения, минералогического состава и тонкости помола цементного клинкера, времени выдержки после приготовления и интенсивности перемешивания, температуры и давления, природы и концентрации различных реагентов и т. д.

Для тампонажных цементных растворов характерно изменение их реологических свойств под воздействием физико-химических процессов, происходящих в системе. При смешивании цементного порошка с водой происходит гидратация силикатов кальция с образованием гидросиликатов, а также гидратация алюминатов, ферритов и ферроалюминатов кальция. В зависимости от природы используемых добавок в процессе их взаимодействия с вышеуказанными химическими веществами образуются и другие гидратированные соединения.

В начальной фазе гидратации зарождаются коллоидные образования, которые под действием электрокинетического потенциала на поверхности частиц и сил межфазного взаимодействия, обусловленных адсорбированными молекулами воды, создают структуры с обратимыми свойствами, т. е. способными разрушаться под действием внешних сил и восстанавливаться при снятии нагрузки. Компактность и устойчивость этих структур зависят от водоцементного отношения, удельной поверхности твердых частиц, длительности и интенсивности перемешивания.

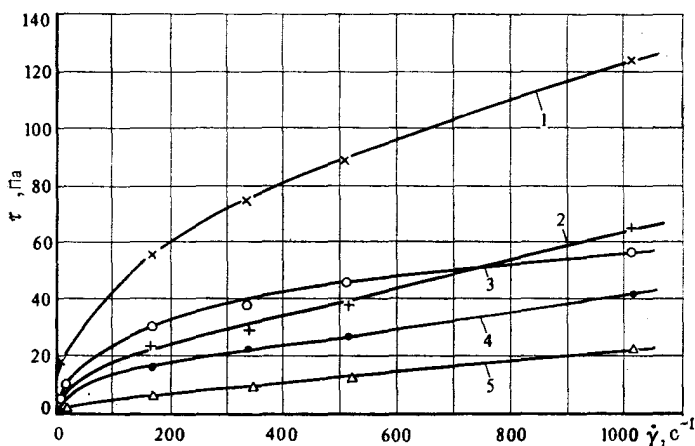


Рис. 2.36. Реограммы некоторых тампонажных цементных растворов:

1 — цемент S_1 с добавлением 30 % золы и соленой воды $\rho_p = 1530 \text{ кг/м}^3$, $T = 25^\circ \text{C}$; 2 — цемент S_1 , $\rho_p = 1800 \text{ кг/м}^3$, $T = 25^\circ \text{C}$; 3 — цемент S_1 с 30 % диатомита, $\rho_p = 1380 \text{ кг/м}^3$, $T = 75^\circ \text{C}$; 4 — цемент S_2 , $\rho_p = 1800 \text{ кг/м}^3$, $T = 25^\circ \text{C}$; 5 — цемент S_2 с 3 % NaCl , $\rho_p = 1850 \text{ кг/м}^3$, $T = 25^\circ \text{C}$

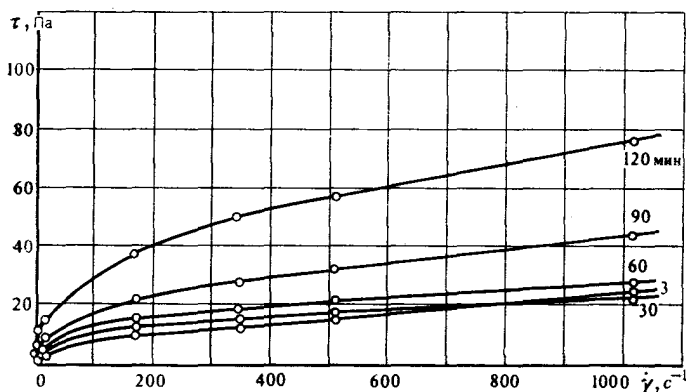


Рис. 2.37. Изменение реограммы тампонажных цементных растворов в процессе гидратации

Одновременно с этим в растворе появляется и кристаллизационная структура с более высокой степенью структурообразования.

В начальный период времени, до схватывания, коагуляционные структуры преобладают. Структура раствора способна к обратимому восстановлению после разрушения, и физико-механические свойства загустевшей суспензии в целом не изменяются. В процессе гидратации система затвердевает и ее характеристики приближаются к свойствам твердого тела; разрушение такой кристаллизационной структуры уже необратимо.

Таблица 2.4

Состав тампонажного цементного раствора	Плотность, кг/м ³	Реологические параметры			
		η_p , мПа·с	τ_0 , Па	K , Н·с ⁿ /м ²	n
Цемент	1750	16	5,0	—	—
»	1800	28,5	7,4	—	—
»	1850	37	17,3	—	—
»	1900	55,5	47,6	—	—
»	1800	34	3,4	—	—
»	1850	53	12,5	—	—
»	1900	81	24,0	—	—
Цемент S ₂ и 0,25 % лигнотартрина*	1850	43	4,3	0,11	0,87
Цемент S ₁ и 15 % NaCl	1840	75	47,7	3,54	0,51
Цемент S ₁ и 30 % NaCl	1860	55,5	16,3	0,59	0,70
Цемент S ₂ и 14 % NaCl	1860	54	7,6	0,20	0,82
Цемент S ₁ (70 %) и диатомит (30 %)	1380	—	—	2,40	0,36
Цемент S ₁ (70 %), диатомит (30 %) и рассол	1450	—	—	0,11	0,77
Цемент S ₁ (70 %), зола (30 %) и рассол	1600	20	1,0	—	—
Цемент S ₂ , барит и 1,25 % лигнотартрина	2010	—	—	2,00	0,60
Цемент Pozam C = 21, a/s** = 0,70, 2 % бентонита*** (через 60 мин при 75 °C)	1580	21	24	—	—
Цемент Pozam C-29, a/s = 0,78, 3 % бентонита (через 60 мин при 75 °C)	1530	20	18	—	—
Цемент Sicim-25, a/s = 0,45, 1,5 % бентонита, 1,5 % лигнотартрина (через 60 мин при 75 °C)	1780	50	4,3	—	—
Цемент S ₂ (65 %), песок (20 %), барит (15 %), a/s = 0,37, 0,5 % бентонита, 1,5 % лигнотартрина (через 60 мин при 75 °C)	2000	43	2,0	—	—

* К массе цемента.

** a/s — соотношение вода — твердая фаза.

*** К объему воды для затворения.

В течение некоторого периода времени (практически до начала схватывания) значения реологических параметров системы несколько повышаются, затем они быстро увеличиваются, особенно значение динамического напряжения сдвига, и смесь становится непрокачиваемой (рис. 2.38).

На практике изменение во времени реологических параметров тампонажных растворов несколько сложнее, так как они зависят от скорости гидратации и создания новых минеральных образований, их размеров и степени устойчивости. Характеристики этих образований помимо минералогического состава оп-

Рис. 2.38. Изменение во времени реологических параметров некоторых тампонажных цементных растворов (цемент S_2 , $\rho_p = 1850 \text{ кг/м}^3$, $T = 75^\circ\text{C}$)

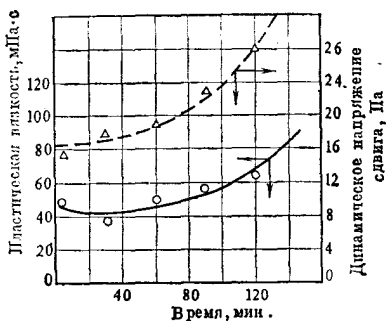
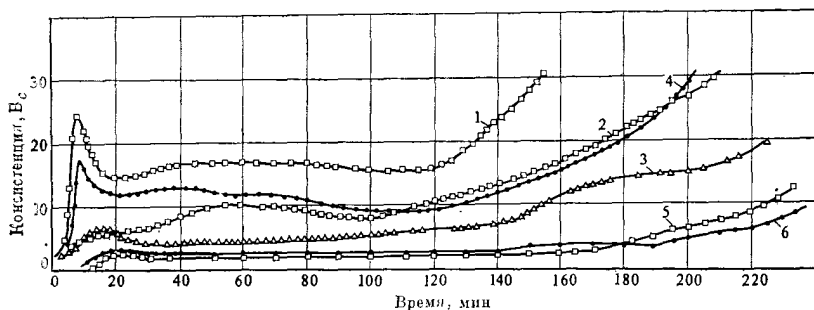


Рис. 2.39. Кинетика структурообразования в тампонажных растворах [25]: 1, 2, 3 — три разные марки цемента; 4 — цемент 1 с 30 % песка; 5 — цемент 1 с 27 % песка и 3 % бентонита; 6 — цемент 1 с 3 % бентонита



ределяются интенсивностью перемешивания, температурой и давлением в скважине.

Обычно в течение первых нескольких минут (иногда десятков минут) интенсивной гидратации консистенция раствора достигает максимума, после чего в условиях непрерывного перемешивания раствор разжижается; затем вязкость раствора медленно растёт или даже остаётся практически без изменений вплоть до начала схватывания.

Реологические параметры тампонажного раствора являются единственными величинами, пригодными для расчёта его движения. Однако в практических целях текучесть раствора можно определить и с помощью других классических технологических параметров.

Так, для тампонажных цементных растворов пригодно следующее измерение. На гладком горизонтальном стекле измеряют диаметр круга, образующегося при растекании содержимого стандартного сосуда в виде усечённого конуса («конус АзНИИ») после его резкого отрыва от поверхности. Раствор, имеющий круг растекания непосредственно после приготовления 170—200 мм, считается удовлетворительным по своим свойствам.

Особый интерес представляет период времени, когда тампонажный раствор ещё обладает прокачиваемостью. В таких слу-

чаях применяются специальные приборы — консистометры (см. главу 5), в которых можно поддерживать ожидаемые в процессе цементирования температуры и давления.

Этим прибором можно измерить лишь кажущуюся вязкость (в данном случае ее называют консистенцией) в ходе процесса гидратации (рис. 2.39). Шкала прибора отградуирована от 0 до 100 в эквивалентных единицах консистенции (ЭК), называемых также единицами Бердена (B_c) (см. главу 5).

Временем прокачиваемости (загустевания) раствора называется период времени с начала воздействия на раствор температуры и давления до момента достижения консистенции 100 B_c , выше которой раствор считается непрокачиваемым. Для температур свыше 90 °С разрешается прекратить измерение при 70 B_c и экстраполировать результаты.

Поскольку измерения проводятся после длительного перемешивания (до нескольких часов) при высоких температурах и давлениях, с помощью консистометра получают не абсолютные значения реологических параметров, а лишь условную вязкость; с некоторым приближением ее можно принять в качестве кажущейся вязкости, если провести соответствующую калибровку прибора тарировочными маслами, вязкость которых известна. Эти характеристики не пригодны для гидравлических расчетов. Однако при планировании операций по цементированию время прокачиваемости тампонажного раствора представляет исключительно большой интерес.

2.6.2. Влияние водоцементного отношения

Вполне естественно, что вязкость тампонажных растворов понижается с увеличением водоцементного отношения (рис. 2.40). На рис. 2.41 показана зависимость реологических параметров раствора от его плотности для цемента S_2 через 30 мин после приготовления. Однако на практике вследствие проявления таких факторов, как различия в минералогическом составе отдельных партий цемента, в сроках хранения и условиях приготовления, разброс данных может быть еще большим.

Математическая обработка данных, представленных на рис. 2.41, позволила получить следующие уравнения:

$$\begin{aligned}\eta_p &= (316,01\rho_p - 522,85); \\ \tau_0 &= (213,08\rho_p - 370,19),\end{aligned}\tag{2.36}$$

где плотность раствора ρ_p выражена в кг/дм^3 , а η_p и τ_0 — в $\text{мПа}\cdot\text{с}$ и Па соответственно.

Исследуемый диапазон плотностей 1,74—1,90 кг/дм^3 ограничен снизу седиментационной неустойчивостью раствора (гравитационным разделением фаз), а сверху повышенной вязкостью, из-за которой раствор становится непрокачиваемым.

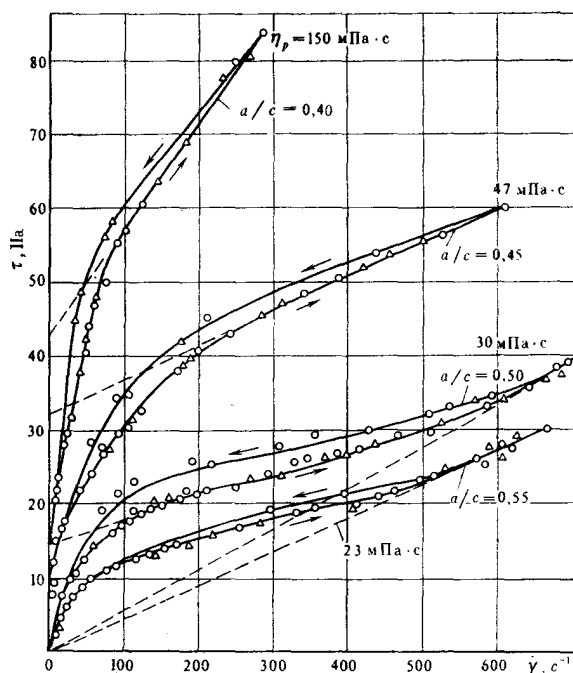


Рис. 2.40. Реограммы тампонажных растворов с различным водоцементным отношением после 20 мин перемешивания [16]

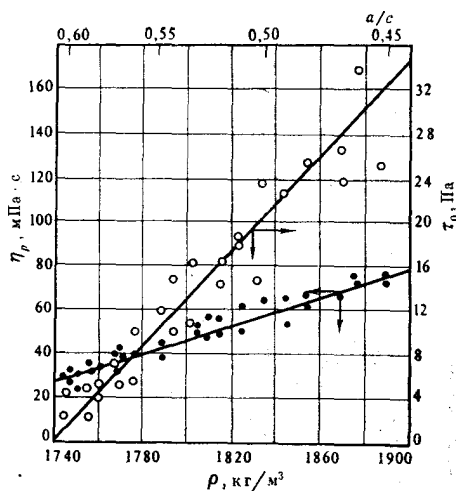


Рис. 2.41. Зависимость реологических параметров тампонажных цементных растворов (цемент S_2) от их плотности

Аналогичным образом для цемента S_1 получены уравнения

$$\eta_p = (900\rho_p^2 - 3050\rho_p + 2602);$$

$$\tau_0 = 146,44\rho_p - 244,54.$$

(2.37)

При одинаковом водоцементном отношении раствор на основе цемента S_1 обладает большей вязкостью, чем раствор,

приготовленный из цемента S_2 , вследствие более высокого содержания в цементе S_1 алюмината кальция и ферроалюмината кальция. Влияние этих минералов исследовали Завада и Буршка [26].

2.6.3. Влияние перемешивания

Постоянное перемешивание тампонажного цементного раствора после его приготовления способствует ускорению гидратации минеральных компонентов цемента и образованию кристаллической структуры, схватыванию и затвердеванию раствора. Прочность цементного камня будет максимальной, если продолжительность перемешивания не превысит 75 % времени до начала схватывания; в противном случае разрушенные кристаллические структуры восстанавливаются лишь частично. На рис. 2.42 приведены кривые кинетики структурообразования в статических условиях [25].

Интенсивность перемешивания оказывает значительное влияние на скорости гидратации и образования структуры. Реограммы, полученные с помощью капиллярного вискозиметра для нескольких растворов, приготовленных в мешалке с высокой частотой вращения (6000—18 000 об/мин), свидетельствуют о сильной зависимости реологических параметров от интенсивности перемешивания (рис. 2.43).

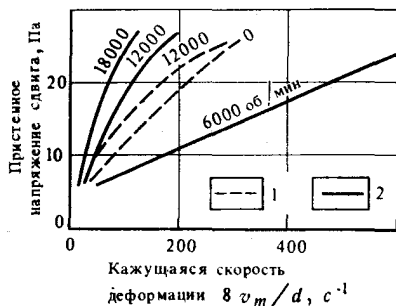
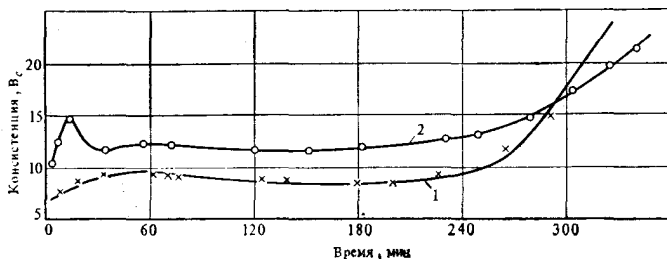


Рис. 2.42. Кинетика структурообразования в тампонажном цементном растворе в статических (1) и динамических (2) условиях [25]

Рис. 2.43. Влияние интенсивности перемешивания на кривые течения тампонажных цементных растворов [27]:

1 — водоцементное отношение, $a/c=0,50$, $\rho=1750$ кг/м³; 2 — цемент/зола (1:1), $a/c=0,60$; $\rho=1500$ кг/м³

2.6.4. Влияние температуры и давления

Температура играет важнейшую роль в развитии физико-химических процессов в тампонажных цементных растворах, оказывая значительное влияние на природу и структуру новых образований, а в конечном счете и на вязкость системы. Увеличение температуры имеет двойной эффект: 1) ускоряются гидратация, гидролиз и образование гелевых и кристаллических структур и 2) уменьшаются вязкость водной фазы, а также силы межмолекулярного взаимодействия, что ведет к разрушению коагуляционных контактов между частицами. В целом в диапазоне температур до 50—60 °С консистенция раствора растет в связи с ростом динамического напряжения сдвига, а пластическая вязкость понижается.

Если температура повышается постепенно, интенсивная начальная гидратация, которая длится 10—20 мин, вызывает временное загустевание раствора. Дальнейшее повышение температуры во время менее интенсивного периода гидратации может привести к снижению вязкости. В ходе последующей интенсивной гидратации и кристаллизации, предшествующих схватыванию, консистенция раствора вновь растет в быстром темпе.

На рис. 2.44 приведены кривые консистенции одного и того же тампонажного цементного раствора при постоянной температуре и в условиях постепенного повышения температуры от 22 до 55 °С. Аналогичная зависимость была обнаружена и при более высоких температурах и давлении для тампонажных растворов с добавками шлака или бентонита при течении

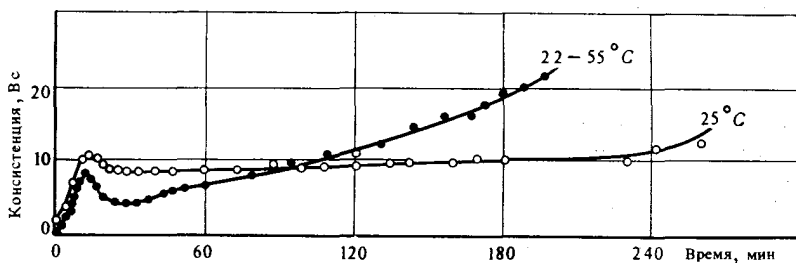
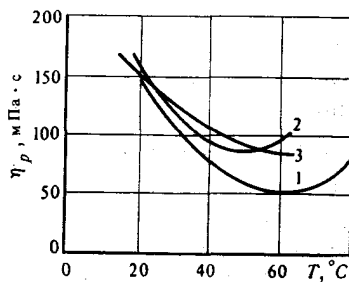


Рис. 2.44. Кривые структурообразования в цементном растворе в динамических условиях при постоянной или повышающейся температуре [25]

Рис. 2.45. Изменение пластической вязкости с повышением температуры после перемешивания в течение 45 мин [29]:

1 — тампонажный раствор с $a/c=0,45$; 2 — цемент/песок 3 : 1, $a/c=0,45$; 3 — цемент/песок 2 : 1, $a/c=0,45$



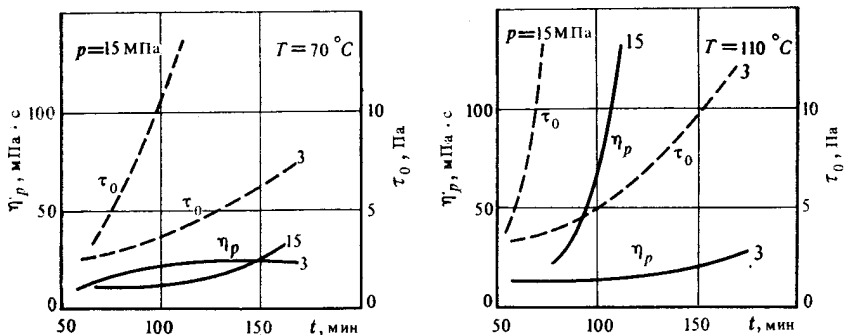


Рис. 2.46. Влияние температуры и давления на реологические параметры тампонажного цементного раствора с добавками доменного шлака [28]

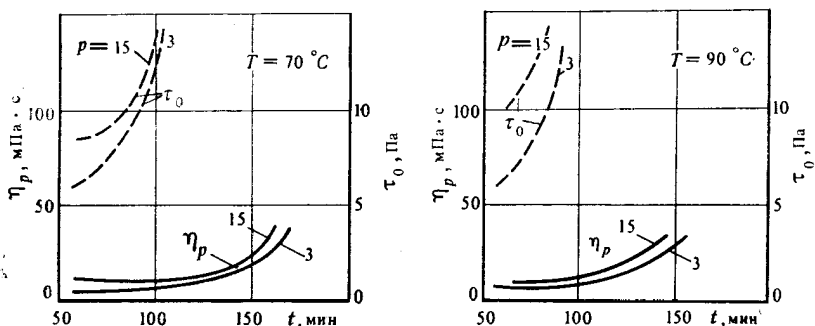


Рис. 2.47. Влияние температуры и давления на реологические параметры цементно-бentonитового раствора [28]

в капиллярном вискозиметре с непрерывной циркуляцией [28]. Как правило, наблюдается временное понижение эффективной вязкости вследствие снижения пластической вязкости (рис. 2.45); динамическое напряжение сдвига со временем обычно возрастает монотонно.

При повышении давления с увеличением поверхности контакта между сольватированными частицами и сил молекулярного взаимодействия возрастает и скорость упрочнения образованных структур. Вследствие этого растут как динамическое напряжение сдвига, так и пластическая вязкость (рис. 2.46 и 2.47). В растворах с песком или шлаком этот процесс выражен ярче, чем в бентонитовых растворах или в растворах, обработанных реагентами — понизителями фильтрации.

2.6.5. Влияние добавок

В целях регулирования свойств тампонажного раствора или цементного камня в зависимости от конкретных технико-геологических условий, а также для частичной замены цемента более дешевыми материалами в тампонажные растворы добав-

ляют различные инертные или активные вещества, а именно: утяжелители или наполнители, ускорители или замедлители схватывания, понизители вязкости и фильтрации, стабилизаторы, реагенты, понижающие трение при турбулентном режиме течения, заменители цемента, используемые, в частности, для предотвращения снижения механической прочности цементного камня при высоких температурах.

Многие добавки — это реагенты многофункционального действия. Например, большинство понизителей вязкости действуют и как замедлители схватывания. Ускорители схватывания, интенсифицируя процесс гидратации, отрицательно влияют на реологические свойства растворов. Изменение концентрации твердой фазы, инертной или гидрофильной, предполагает соответствующее регулирование водоцементного отношения либо применение стабилизирующих реагентов для получения необходимой текучести раствора и его седиментационной устойчивости. Таким образом, совершенно ясно, что трудно проследить за влиянием какого-либо отдельно взятого реагента на реологические характеристики тампонажного цементного раствора. Поэтому необходимо сделать лишь несколько замечаний общего порядка.

Увеличение содержания твердой фазы добавками барита, песка или шлака ведет к повышению эффективной вязкости благодаря росту пластической вязкости. Гидратированный бентонит, даже при низких концентрациях, значительно повышает вязкость тампонажных растворов ввиду увеличения динамического напряжения сдвига [30]. Влияние солей (хлористого натрия или калия) в значительной степени зависит от минералогического состава цемента, отсутствия или наличия других добавок и изменяется во времени. Некоторые экспериментальные данные опубликованы [26, 27, 29—31].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Eirich, F.* (editor) Rheology, Theory and application, vol. I—V, New — York — London, Academic Press, 1956—1965.
2. *Persoz, B.* Introduction à l'étude de la rhéologie. Paris, Dunod, 1960.
3. *Scott Blair, G. W.* Elementary rheology. New-York — London, Academic Press, 1969.
4. *Briant, J.* Etudes des propriétés rhéologiques des graisses à l'aide d'un viscosimètre. In: Rev. Inst. Franç. Pétrole, nov. 1956, p. 113—133, 247—287.
5. *Martin, M.* Caractéristiques rhéologiques et composition des boues de forage. In: La Houille Blanche, nr. 5, 1970, p. 463—470.
6. *Robertson, R. E. și Stiffs, H. S. Jr.* An improved mathematical model for relating shear stress to shear rate in drilling fluids and cement slurries. In: Soc. Petr. Eng. J., febr., 1976.
7. *Reiner, M.* Deformation and flow. An elementary introduction to theoretical rheology, London, H. C. Lewis, 1949.
8. *Banciu, I.* Aspect privind reologia fluidelor de foraj. In: Petrol și gaze, nr. 3, 1970, p. 139—142.
9. *Govier, G. W. și Aziz K.* The flow of complex mixtures pipes. London, Van Nostrand Reinhold Co., 1972.
10. *Kauer, F.* Mesure de la thixotropie. Application à l'étude de quelques systèmes dispersés. Thèse, Sennac, Paris, 1950.

11. *** *Drilling fluid engineering manual*. Magcobar, Houston, SUA, 1972.
12. Bird, B. ș. a. *Transport phenomena*. New-York — London, John Wiley, and sons, 1960.
13. Mindru, I. și Ceacăreanu, D. M. *Chimia coloizilor și suprafețelor. Metode experimentale*. București, Ed. tehnică, 1976.
14. Joly, M. *Comportement rhéologique des liquides et suspensions*. In: La Houille Blanche, nr. 5, 1970, p. 397—405.
15. Kister, E. G. *Himiceskaia obrabotka burovih rastvorov*, Nedra, Moskva, 1972.
16. *** *Spravocinik injenera po bureniu*. Moskva, Nedra, 1973.
17. Hiller, K. H. Rheological measurements on clay suspensions and drilling fluids at high temperatures and perssures. In: J. Petr. Tech., iulie 1963, p. 779—789.
18. Weintritt, D. J. și Hughes, R. G. Factors involved in high temperature drilling fluids. In: J. Petr. Tech. iunie 1965, p. 707—716.
19. Annis, M. R. High temperature flow properties of water-base drilling fluids. In: J. Petr. Tech., aug. 1967, p. 1074—1080.
20. Combs, G. D. și Whitmore, L. D. Caipillary viscometer simulates bot-tom-hole conditions. In: Oil and Gas J., 30 sept. 1968, p. 108—113.
21. Mc Mordie, W. C. Jr. Viscometer tests mud to 650 °F. In: O.G.S., mai 19, 1969, p. 81—84.
22. Sinha, B. K. A new technique to determine the equivalent viscosity of drilling fluids under high temperatures and pressures. In: S. P. E. J., martie 1970, p. 33—40.
23. Mc Mordie, W. C. Jr. ș. a. The effect of temperature and pressures on the viscosity of oil-base muds. In: J. Petr. Tech., iulie 1975, p. 884—886.
24. Kister, E. G. s. a. Vodooodacia burovih rastvorov pri visokoi tempera-ture. In: Neft. Hoz., martie 1967, p. 28—30.
25. Detkov, V. P. Tementirovanie naklonnih skvajin. Moskva, Nedra, 1978.
26. Zawada, S.; Burszka, B. Wtasciwosci reologiczne zaczynow cemen-towych. In: Tech. poszuk. geol., nr. 6, 1975, p. 16—19 (Tradus in: Tehnika i tehnologia burovih i gornih razvedocinih rabot 25, 1976).
27. Karimov, N. H. s. a. Tamponajnie smesi dlea skvajin s anomalnimi plastovimi davleniiami, Moskva, Nedra, 1977.
28. Valoșin, V. A. Vliianje ghidravlicheskovo davleniia i temperaturi na reo-logiceskie svoistva tamponajnih rastvorov. In: Neft. hoz., sept. 1972, p. 24—27.
29. Mirzadzandade, A. H. s. a. Povišenje kacestva tementirovaniia nefteanih i gazovih skvajin. Moskva, Nedra, 1975.
30. Horhoianu Gh. și Navrotki B. I. Contribuții la îmbunătățirea calității cimentărilor primare la sondele de petrol și gaze. In: Bul. Inst. de petrol, gaze și geologie, vol. XX, 1973, p. 77—88.
31. Bulatov A. I. Tehnologia tementirovaniia nefteanih i gazovih skvajin. Moskva, Nedra, 1973.
15. Кустер Е. Г. Химическая обработка буровых растворов. М., Недра, 1972.
16. *Справочник инженера по бурению*. Под ред. В. И. Мищевича, Н. А. Сидорова. М., Недра, 1973.
24. Кустер Е. Г. Вододтача буровых растворов при высокой темпера-туре.—Нефтяное хозяйство, 1967, № 3, с. 28—30.
25. Детков В. П. Цементирование наклонных скважин. М., Недра, 1978.
27. Каримов Н. Х. Тампонажные смеси для скважин с аномальными пла-стовыми давлениями. М., Недра, 1977.
28. Волошин В. А. Влияние гидравлического давления и температуры на реологические свойства тампонажных растворов.—Нефтяное хозяйство, 1972, № 9, с. 24—27.
29. Мирзаджанзаде А. Х. Повышение качества цементирования нефтяных и газовых скважин. М., Недра, 1975.
31. Булатов А. И. Технология цементирования нефтяных и газовых скважин, М., Недра, 1973.

Глава 3.

УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ

3.1. СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИКЕ ДЕФОРМИРУЕМЫХ СРЕД *

3.1.1. Напряжения

Сплошная среда под воздействием внешних или внутренних нагрузок (механических, электрических, магнитных, химических и т. д.) деформируется, а между частицами ее развиваются внутренние силы, которые препятствуют деформации. Величина, характеризующая интенсивность этих сил в какой-то отдельной точке x , называется напряжением и определяется следующим образом:

$$\vec{\tau} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{F}}{\Delta A}, \quad (3.1)$$

где ΔA — элемент поверхности в окрестности точки x , а $\Delta \vec{F}$ — результирующая сила, действующая на ΔA .

Вектор $\vec{\tau}$ зависит как от положения точки, так и от ориентации поверхности. Напряженное состояние в окрестности точки x определено, если известны совокупности напряжений на всех элементах поверхности, проходящей через эту точку.

Для определения напряженного состояния в отдельной точке сплошной среды достаточно знать три вектора напряжения, действующие на три нормальных элемента поверхности в направлениях декартовых осей x_1, x_2, x_3 . Иначе говоря, напряженное состояние полностью определяется девятью значениями τ_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$), которые являются компонентами тензора напряжения τ .

В матричной форме можно записать

$$\tau = \begin{bmatrix} \tau_{11} & \tau_{12} & \tau_{13} \\ \tau_{21} & \tau_{22} & \tau_{23} \\ \tau_{31} & \tau_{32} & \tau_{33} \end{bmatrix}. \quad (3.2)$$

Первый индекс компоненты τ_{ij} указывает направление нормали к плоскости, на которую эта компонента воздействует, а второй индекс — направление компоненты. Тензор τ является симметричным; $\tau_{ij} = \tau_{ji}$. Это означает, что только шесть компонент являются независимыми. Три из них τ_{ij} при $i = j$ представ-

* Более подробные сведения можно найти в литературных источниках, перечисленных в конце главы.

ляют нормальные напряжения, а другие три (τ_{ij} при $i \neq j$) — тангенциальные напряжения или напряжения сдвига.

Напряженное состояние может быть выражено также главными напряжениями τ_1, τ_2, τ_3 (все они нормальные) и тремя углами, определяющими ориентацию главных осей напряжений относительно произвольной системы координат.

3.1.2. Деформации

Расстояние, пройденное отдельной точкой тела при его деформировании, называется перемещением. Таким образом точка x перемещается и занимает положение $(x + \vec{u}(x))$, где \vec{u} — вектор перемещения с тремя компонентами u_i ($i=1, 2, 3$) по всем трем направлениям произвольно выбранной системы координат.

Изменение расстояния между двумя точками, а также углов между двумя линейными элементами называется деформацией. В первом случае имеем дело с относительными удлинениями, вызванными нормальными напряжениями, а во втором — с угловыми деформациями, вызванными тангенциальными напряжениями.

Деформированное состояние в отдельно взятой точке деформированного тела выражается с помощью девяти величин γ_{ij} ($ij=1, 2, 3$) компонент тензора деформации. Тензор деформации также симметричен: $\gamma_{ij} = \gamma_{ji}$; таким образом, только шесть компонент являются независимыми. Однако есть три главных ортогональных направления, по которым деформация сводится к трем главным удлинениям γ_1, γ_2 и γ_3 .

При малых деформациях, которые встречаются, например, при упругом деформировании твердых тел, компоненты тензора деформации определяются следующим образом:

$$\gamma_{ij} = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}), \quad i, j = 1, 2, 3. \quad (3.3)$$

Величины u_i представляют компоненты перемещения по трем направлениям x_i , а через u_{ij} обозначены частные производные du_i/dx_j . Диагональные компоненты $\gamma_{ii} = u_{i,i}$ деформационной матрицы соответствуют относительному удлинению вдоль осей x_i , а недиагональные γ_{ii} ($i \neq j$) равны половине изменения прямых углов между осями в начальном положении.

3.1.3. Скорости деформации

При рассмотрении значительных конечных деформаций, которые встречаются, в частности, при пластическом или вязком течении, меньше внимания уделяется перемещению частиц и изменению формы соответствующих тел. В этом случае течение характеризуется полем скоростей и распределением скоростей деформации.

Деформация, которой подвергается среда в окрестности отдельной точки в интервале времени dt , может быть определена посредством девяти величин a_{ij} ($i, j=1, 2, 3$) — компонент тензора скорости деформации \mathbf{a} . Они определяются следующим образом [1, 3, 5, 7]:

$$a_{ij} = \frac{1}{2} (v_{i,j} + v_{j,i}) \quad (3.4)$$

где v_i — компоненты вектора скорости. В матричной форме

$$\mathbf{a} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix}. \quad (3.5)$$

Тензор \mathbf{a} симметричен: $a_{ij} = a_{ji}$. Диагональные компоненты представляют скорости линейного сдвига элемента ds , а недиагональные равны половине скоростей углового сдвига.

Для наглядности на рис. 3.1 в момент времени t рассмотрены три ближайшие друг к другу частицы деформируемой сплошной среды: M , P и Q . В следующий момент времени $t + dt$ они окажутся в точках M' , P' и Q' соответственно, пройдя бесконечно малые расстояния $v dt$, где v — скорость в рассматриваемых точках. Относительная линейная скорость сдвига элемента $MP = dx_1$ в направлении x_1 составит

$$\frac{v_1 dt - \frac{\partial(v_1 dt)}{\partial x_1} dx_1 - v_1 dt}{dx_1 dt} = \frac{\partial(v_1 dt)}{\partial x_1} \frac{1}{dt} \approx \frac{\partial v_1}{\partial x_1} = a_{11}$$

без учета производной по dt .

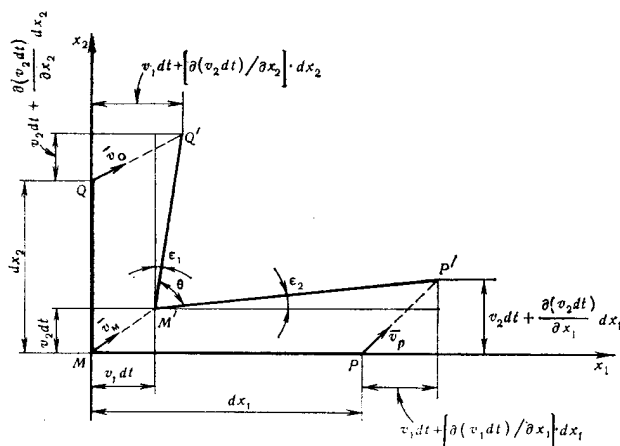


Рис. 3.1. Угловая деформация

Аналогично относительная линейная скорость сдвига элемента $MQ = d_2$ в направлении x_2 равна

$$\frac{v_2 dt - \frac{\partial(v_2 dt)}{\partial x_2} dx_2 - v_2 dt}{\partial x_2 dt} = \frac{\partial(v_2 dt)}{\partial x_2} \frac{1}{dt} \approx \frac{\partial x_2}{\partial y_2} = a_{22}.$$

Скорость деформации прямого угла в точке M

$$\begin{aligned} \frac{\frac{\pi}{2} - \theta}{dt} &= \frac{\epsilon_1 + \delta_2}{dt} \approx \frac{\operatorname{tg} \epsilon_1 + \operatorname{tg} \epsilon_2}{dt} = \\ &= \frac{v_1 dt + \frac{\partial(v_1 dt)}{\partial x_2} dx_2 - v_1 dt}{dx_2 dt} + \frac{v_2 dt + \frac{\partial(v_2 dt)}{\partial x_1} dx_1 - v_2 dt}{dx_1 dt} = \\ &= \frac{\partial(v_1 dt)}{\partial x_2} \frac{1}{dt} + \frac{\partial(v_2 dt)}{\partial x_1} \frac{1}{dt} \approx \frac{\partial v_1}{\partial x_2} + \frac{\partial v_2}{\partial x_1} = 2a_{12}. \end{aligned}$$

Если обобщить, то все три скорости сдвига при плоской деформации можно описать так:

$$a_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right), \quad i, j = 1, 2. \quad (3.6)$$

В прямоугольных декартовых координатах компоненты тензора скорости деформации определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{\partial v_1}{\partial x_1}; \quad Z_{22} = \frac{\partial v_2}{\partial x_2}; \quad a_{33} = \frac{\partial v_3}{\partial x_3}; \\ a_{12} &= a_{21} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_2} + \frac{\partial v_2}{\partial x_1} \right); \\ a_{23} &= a_{32} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_2} \right); \\ a_{31} &= a_{13} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_3}{\partial x_1} + \frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right). \end{aligned} \quad (3.7)$$

В цилиндрических координатах

$$\begin{aligned} a_{rr} &= \frac{\partial v_r}{\partial r}; \quad a_{\theta\theta} = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_r \right); \quad a_{zz} = \frac{\partial v_z}{\partial z}; \\ a_{r\theta} &= a_{\theta r} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} \right); \\ a_{zr} &= a_{rz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right); \\ a_{\theta z} &= a_{z\theta} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right). \end{aligned} \quad (3.8)$$

И в этом случае также можно использовать главные компоненты Q_1, Q_2, Q_3 и углы главных направлений тензора \mathbf{a} .

Следует подчеркнуть, что тензор скоростей деформации \mathbf{a} совпадает с $\dot{\gamma}$ (производной по времени тензора деформации) лишь в том случае, если величина деформации достаточно мала, чтобы их квадраты и произведения можно было не учитывать. Более того, в общем случае и главные направления тензора не совпадают с направлениями тензора $\dot{\gamma}$ (также, как и направление перемещения не совпадает с направлением скорости) и тем более — с главными направлениями напряжений.

3.1.4. Девиаторы

Иногда тензор напряжения целесообразно разложить на две составляющие: сферический (гидростатический или изотропный) тензор напряжения τ_{ij}^0 и девиатор тензора напряжения τ'_{ij} . Сферический тензор

$$\tau_{ij}^0 = \tau_m \delta_{ij}, \quad (3.9)$$

где

$$\tau_m = \frac{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3}{3} = \frac{\tau_{11} + \tau_{22} + \tau_{33}}{3} = \frac{\tau_{ii}^*}{3} = -p. \quad (3.10)$$

Это среднее (нормальное) напряжение, физический смысл которого соответствует гидростатическому давлению, а δ_{ij} — символ Кронекера ($\delta_{ij} = 1$ при $i = j$ и $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$).

Девиатор напряжения

$$\tau'_{ij} = \tau_{ij} - \tau_m \delta_{ij} = \tau_{ij} + p \delta_{ij}. \quad (3.11)$$

Главные оси τ'_{ij} совпадают с главными осями τ_{ij} .

Сферический тензор стремится лишь к изменению объема тела, тогда как девиатор изменяет только его форму.

Таким же образом можно разложить и тензор скорости деформации

$$a_{ij}^0 = a_m \delta_{ij}, \quad (3.12)$$

где

$$a_m = \frac{a_{ii}}{3} = \frac{1}{3} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_1} + \frac{\partial v_2}{\partial x_2} + \frac{\partial v_3}{\partial x_3} \right) = \frac{1}{3} \operatorname{div} \vec{v} \quad (3.13)$$

представляет скорость объемной деформации (иногда $\operatorname{div} v$ называют также скоростью объемного расширения).

* Применено правило тензорного сложения (индекс, повторяющийся в одном члене, указывает на сложение).

Девiator скорости деформации

$$d_{ij} = a_{ij} - a_m \delta_{ij} \quad (3.14)$$

является мерой скорости деформации (изменения) формы тела.

Это разложение приемлемо в отношении сжимаемых сред, для которых реологические уравнения можно записать раздельно, например:

— объемное уравнение как соотношение между объемным расширением a_m и давлением p ; оно собственно и представляет собой уравнение состояния (см. параграф 3.2.1);

— уравнение сдвига как соотношение между девiatorом тензора напряжений и девiatorом тензора деформаций: типичным является соотношение между напряжением простого сдвига τ и скоростью деформации $\dot{\gamma}$.

Поддавляющее большинство жидкостей рассматривается как несжимаемые среды: $a_m = 0$, т. е. их деформация состоит фактически из одной деформации сдвига. При этом отношения между тензорами напряжения и скоростью деформации совпадают с соотношениями между их девiatorами, хотя тензор напряжения и не совпадает со своим девiatorом.

3.1.5. Инварианты

Доказано, что определенные сочетания компонент какого-либо тензора остаются неизменными при изменении системы координат. Для тензоров второго порядка существуют три основных инварианта.

Для тензора напряжения:

$$\begin{aligned} T_1 &= \tau_{ii} = \tau_{11} + \tau_{22} + \tau_{33} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 = -3p; \\ T_2 &= \tau_{11}\tau_{22} + \tau_{22}\tau_{33} + \tau_{33}\tau_{11} - \tau_{12}^2 - \tau_{23}^2 - \tau_{31}^2 = \tau_1\tau_2 + \tau_2\tau_3 + \tau_3\tau_1; \\ T_3 &= \det [\tau_{ij}] = \tau_1\tau_2\tau_3. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Состояние напряжения является плоским, если $T_3 = 0$, а $T_2 \neq 0$, и одноосным, если $T_2 = T_3 = 0$.

Для тензора скорости деформации

$$\begin{aligned} A_1 &= a_{ii} = a_{11} + a_{22} + a_{33} = a_1 + a_2 + a_3 = \frac{a_m}{3} = \operatorname{div} \vec{v}; \\ A_2 &= a_{11}a_{22} + a_{22}a_{33} + a_{33}a_{11} - a_{12}^2 - a_{23}^2 - a_{31}^2 = \\ &= a_1a_2 + a_2a_3 + a_3a_1; \\ A_3 &= \det [a_{ij}] = a_1a_2a_3. \end{aligned} \quad (3.16)$$

При простых сдвиговых деформациях $A_3 = 0$. Впрочем, и в остальных случаях значительной роли этот инвариант не играет.

Для девиатора напряжения

$$T'_1 = \tau'_{ii} = \tau_{ii} - \frac{\tau_{ii}}{3} \delta_{ii} = 0;$$

$$\begin{aligned} T'_2 &= \tau'_1 \tau'_2 + \tau'_2 \tau'_3 + \tau'_3 \tau'_1 = -\frac{1}{2} [(\tau'_1)^2 + (\tau'_2)^2 + (\tau'_3)^2] = \\ &= T_2 - \frac{1}{3} T_1^2 = T_2 - 3p^2; \end{aligned}$$

$$T'_3 = \det [\tau'_{ij}] = \det [\tau_{ij}] - \tau^3 = \det [\tau_{ij}] - p^3. \quad (3.17)$$

Для девиатора тензора скорости деформации

$$D_1 = d_{ii} = a_{ii} - \frac{a_{ii}}{3} \delta_{ii} = 0;$$

$$D_2 = d_1 d_2 + d_2 d_3 + d_3 d_1 = -\frac{1}{2} (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2) = A_2 - 3a_m^2;$$

$$D_3 = \det [d_{ij}] = \det [a_{ij}] - a_m^3 = A_3 - a_m^3. \quad (3.18)$$

При рассмотрении несжимаемых сред ($a_m = 0$) инварианты тензора скорости деформации совпадают с инвариантами его девиатора.

3.1.6. Условие пластичности

Как отмечалось в предыдущей главе, многие вещества при простом сдвиге характеризуются наличием предельного значения напряжения сдвига τ_0 , т. е. пластичностью.

В трехмерном пространстве, как было доказано, существует определенная комбинация (сочетание) компонент тензора напряжения, выполняющая ту же роль, что и τ_0 ; при определенном значении этой комбинации деформация незначительна (тело считается твердым); при превышении критического значения пластические или вязкие деформации становятся значительными. Это и является условием пластичности [7, 9].

С достаточной степенью точности эта комбинация не зависит от гидростатического давления (нормального среднего напряжения), а определяется лишь компонентами девиатора напряжения. При наличии деформации компоненты девиатора напряжения выражаются реологическим уравнением относительно компонент девиатора скорости деформации (в изотропной среде главные оси обоих тензоров совпадают).

Условие пластичности, как и реологические уравнения, не зависит от выбранной системы координат и от ориентации главных осей. Следовательно, оно выражается с помощью инвариантов девиаторов напряжения.

В самом общем случае условие пластичности есть функция второго и третьего инвариантов (первый равен нулю). Поскольку

третий инвариант при простом сдвиге равен нулю, а в других (более общих) случаях его влияние незначительно, условие пластичности определяется лишь вторым инвариантом.

Наиболее известно условие пластичности Мизеса (1913 г.)

$$\tau'_{ij}\tau'_{ij} = 2\tau_0^2. \quad (3.19)$$

Как видно, левая часть уравнения также является инвариантом, а именно

$$\tau'_{ij}\tau'_{ij} = (T'_1)^2 - 2T'_2 = -2T'_2 = 2\tau_0^2, \quad (3.20)$$

откуда

$$T'_2 = -\tau_0^2. \quad (3.21)$$

В терминах главных компонент тензора напряжений это уравнение можно записать аналогично второму уравнению (3.17):

$$(\tau'_1)^2 + (\tau'_2)^2 + (\tau'_3)^2 = 2\tau_0^2, \quad (3.22)$$

что в системе координат τ_1, τ_2, τ_3 представляет цилиндр, ось которого является гидростатической осью $\tau_1 = \tau_2 = \tau_3$ (биссектриса первого октанта декартовой системы координат). Цилиндр пересекает оси координат в точках τ_0 .

Цилиндрическая поверхность, напряженное состояние которой характеризуется критическими значениями компонент напряжения, называется поверхностью пластичности. Ее пересечение с плоскостью (имеющей такую же ориентацию относительно оси) представляет собой круг радиусом $\sqrt{2}\tau_0$, а с плоскостями координат — эллипсы.

Внутренняя часть этого цилиндра соответствует напряженным состояниям, при которых вещество остается твердым, а среда, находящаяся вне этого цилиндра, подвержена пластическому или вязкопластическому течению.

При простом сдвиге, когда единственная ненулевая компонента тензора напряжения есть τ_{12} , из уравнения (3.10) следует, что $p=0$, а из соотношений (3.15) и (3.17) —

$$T'_2 = T_2 = -\tau_{12}^2.$$

Условие пластичности имеет вид $|\tau_{12}| = \tau_0$.

3.2. ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Немало задач, относящихся к течению жидкостей, можно решать достаточно просто путем использования уравнения равновесия для заданных конкретных условий. Тем не менее в исследовательских целях и в задачах более общих (двух- или трехмерных), а также во избежание многократного повторного написания соответствующих уравнений целесообразно вывести

систему общих уравнений, приемлемых для решения любых задач по динамике жидкостей.

В принципе течение жидкости в определенной системе координат можно полностью рассчитать путем решения следующих основных уравнений:

- 1) уравнения состояния;
- 2) уравнения неразрывности;
- 3) уравнения движения;
- 4) реологических уравнений;
- 5) уравнения сохранения энергии;
- 6) уравнений, описывающих зависимость реологических параметров от давления и температуры.

Если к ним добавить еще граничные и начальные условия, то в общем можно решить самую сложную задачу. Практически же математические трудности могут оказаться непреодолимыми, особенно для двух- и трехмерных течений.

Решение этой системы уравнений позволяет определить распределение скоростей, температур и давления, плотность и значения реологических параметров в любой точке и в любой момент времени.

3.2.1. Уравнение состояния

Уравнение состояния выражает зависимость плотности среды от давления и температуры. Эта зависимость определяется и природой самой среды:

$$\rho = \rho(p, T, \text{свойства среды}), \quad (3.23)$$

где ρ — плотность среды; p — давление; T — абсолютная температура.

Для несжимаемых сред в изотермических условиях это уравнение приводится к виду: $\rho = \text{const}$.

3.2.2. Уравнение неразрывности

Допустим, что выбрана произвольная поверхность S , неподвижная в пространстве и ограничивающая объем среды V . Согласно принципу сохранения, масса жидкости, накопленной в объеме V в течение времени dt , равна разнице между массами вошедшей и вышедшей жидкости за тот же период времени dt . Выразим это равенство через скорости изменения соответствующих величин.

С одной стороны, скорость уменьшения массы

$$\frac{d}{dt} \left[\int_V \rho(x, t) dV \right] = - \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV. \quad (3.24)$$

С другой стороны, масса жидкости, выходящей из объема V через элемент поверхности dS , равна $\rho \vec{v} n dS$, где \vec{n} — внеш-

няя нормаль к поверхности dS , а \vec{v} — скорость. Массовый расход выходящего потока через всю поверхность в соответствии с теоремой Остроградского — Гаусса равен

$$\int_S \rho \vec{v} n dS = \int_S \rho v_i n_i dS = \int_V \operatorname{div} (\rho \vec{v}) dV. \quad (3.25)$$

Приравняв обе найденные величины, тогда получим

$$\int_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div} (\rho \vec{v}) \right] dV = 0. \quad (3.26)$$

Так как объем был выбран произвольно, а подынтегральная функция непрерывная, то она должна быть равна нулю, следовательно, уравнение неразрывности имеет вид

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div} (\rho \vec{v}) = 0. \quad (3.27)$$

В декартовых прямоугольных координатах уравнение (3.27) записывается так:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_1)}{\partial x_1} + \frac{\partial (\rho v_2)}{\partial x_2} + \frac{\partial (\rho v_3)}{\partial x_3} = 0, \quad (3.28)$$

а в цилиндрических координатах

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (\rho v_z)}{\partial z} = 0. \quad (3.29)$$

В случае стационарного движения $\partial \rho / \partial t = 0$ и уравнение неразрывности имеет вид

$$\operatorname{div} (\rho \vec{v}) = 0, \quad (3.30)$$

а для несжимаемых сред

$$\operatorname{div} \vec{v} = 0. \quad (3.31)$$

3.2.3. Уравнения движения

Эти уравнения основаны на использовании второго закона механики (закон сохранения количества движения) применительно к течению жидкости. Они выражают равенство между изменением количества движения массы объемом V и суммой внешних сил, действующих на него, — массовых сил (обычно гравитационных) и поверхностных сил, проявляющихся со стороны окружающей жидкости или твердых стенок:

$$\int_V \vec{a} dm = \int_V \vec{F} dm + \int_S \vec{T} dS. \quad (3.32)$$

Поскольку скорость является функцией как времени, так и координаты, ускорение равно ее полной производной

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial z} \frac{dz}{dt}, \quad (3.33)$$

где \vec{F} — плотность массовых сил, зависящая от пространственного положения точки и времени; dm — элемент массы, воспринимающий действие силы.

Вектор напряжения $\vec{\tau}$, являющийся функцией координат точки, времени и ориентации поверхности dS , можно представить в виде

$$\vec{\tau} = n_j \vec{\tau}_j, \quad (3.34)$$

n_j — направляющие косинусы внешней нормали к элементу поверхности; $\vec{\tau}_j$ — компоненты $\vec{\tau}$ по трем координатам декартовой системы.

Согласно теореме Остроградского — Гаусса, интеграл по поверхности связан с интегралом по объему следующим соотношением:

$$\int_S n_j \vec{\tau}_j dS = \int_V \frac{\partial \vec{\tau}_j}{\partial x_j} dV. \quad (3.35)$$

С учетом этого соотношения уравнение (3.32) примет вид

$$\int_V \rho \frac{d\vec{v}}{dt} dV = \int_V \left(\rho \vec{F} + \frac{\partial \vec{\tau}_j}{\partial x_j} \right) dV. \quad (3.36)$$

Из равенства интегралов в соотношении (3.36) следует, что

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = \vec{F} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \vec{\tau}_j}{\partial x_j}, \quad (3.37)$$

которое называется векторным уравнением движения.

В проекциях на оси декартовой системы координат получаем систему из трех уравнений в частных производных

$$\frac{dv_i}{dt} = F_i + \frac{1}{\rho} \tau_{ij,j}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.38)$$

с учетом симметрии тензора τ_{ij} .

Эти уравнения применимы для любой сплошной деформируемой среды.

Если воспользоваться определением девиатора напряжения (3.11), то уравнения (3.38) могут быть записаны в виде

$$\frac{dv_i}{dt} = F_i - \frac{1}{\rho} p_{,i} + \frac{1}{\rho} \tau'_{ij,j}. \quad (3.39)$$

Для идеальных жидкостей последним членом можно пренебречь, при этом уравнения (3.39) сводятся к уравнениям Эйлера.

3.2.4. Реологические уравнения

Предыдущие пять уравнений содержат десять неизвестных: плотность ρ , компоненты скорости v_i и компоненты тензора напряжений τ_{ij} . Необходимы еще пять уравнений, связывающих скорости сдвига и компоненты тензора напряжения, которые характеризуют реальные свойства исследуемой сплошной среды.

Эти соотношения между тензорами a_{ij} и τ_{ij} называются реологическими уравнениями. Их шесть: по числу компонент двух симметричных тензоров; однако показано, что уравнение состояния не является независимым, а определяется отношением между сферическими тензорами a_m и p .

Теперь можно обобщить реологические уравнения, приведенные в предыдущей главе только для простого сдвига.

Для значительной категории гомогенных сред — вязких, пластичных и вязкоупругих — тензор напряжения может быть выражен как непрерывная функция тензора скорости деформации, которая не зависит от других кинематических или динамических переменных, т. е.

$$\tau = f(a). \quad (3.40)$$

Наиболее общей и исчерпывающей формой зависимости (3.40) является модель вязкой жидкости Стокса:

$$\tau_{ij} = (\alpha - p) \delta_{ij} + \beta a_{ij} + \gamma a_{ik} a_{kj}, \quad (3.41)$$

где α , β и γ — скалярные функции инвариантов тензора скорости деформации A_1 , A_2 и A_3 ; p — гидростатическое давление. При статическом равновесии, когда $a_{ij} = 0$, как и при движении без трения, взаимодействие между слоями жидкости определяет гидростатическое давление.

Нелинейность в этом случае обусловлена произведением $a_{ik} a_{kj}$, но может быть введена и посредством коэффициента β . Рассмотрим самые простые жидкости — «чисто» вязкие, когда $\gamma = 0$. Допустим, $\alpha = \lambda A_1 = 3\lambda a_m$, а $\beta = 2\eta$. Уравнение (3.41) примет вид

$$\tau_{ij} = (3\lambda a_m - p) \delta_{ij} + 2\eta a_{ij}. \quad (3.42)$$

С учетом определения девиатора получим

$$\tau'_{ij} = 2\eta d_{ij}; \quad (3.43)$$

$$p - \frac{\tau_{ii}}{3} = (3\lambda + 2\eta) a_m. \quad (3.44)$$

Если принять $\tau_{ii}/3 = p$ (термодинамическое давление в процессе вязкого течения равно гидростатическому давлению), что равносильно гипотезе Стокса *, т. е. $3\lambda + 2\eta = 0$, то последнее

* Отмена этой гипотезы вводит «объемную» вязкость $k = 3\lambda + 2\eta \neq 0$, которая предполагает сопротивление растяжению или сжатию. Если среда несжимаемая ($a_m = 0$), то оба значения давления всегда будут равными.

уравнение теряет смысл. Давление остается неизвестным, и для его определения необходимо использовать уравнения состояния (3.23).

В результате получается соотношение между компонентами девиатора напряжения и компонентами девиатора скорости деформации. В самом общем случае вязкость при сдвиге η будет четной положительной функцией, зависимой от инвариантов девиатора деформации D_1 и D_2 (третий инвариант равен нулю для простого сдвига и незначительно отличается от нуля для остальных видов деформации). Следовательно, с помощью этого соотношения можно описать вязкие, вязкопластичные, псевдопластичные и дилатантные среды.

Введем следующие обозначения:

$$2D^2 = d_{ij}d_{ij} = D_1^2 - 2D_2; \quad (3.45)$$

$$2S^2 = \tau'_{ij}\tau'_{ij} = (T'_1)^2 - 2T'_2. \quad (3.46)$$

Если предположить, что $\eta = \text{const}$, то уравнение (3.43) описывает ньютоновскую (линейную) жидкость. Вязкость при этом зависит лишь от давления и температуры, но не от τ'_{ij} или от d_{ij} .

Для бингамовских жидкостей вязкость определяется выражением

$$\eta = \eta_p + \frac{\tau_0}{2\sqrt{d_{ij}d_{ij}/2}} = \eta_p + \frac{\tau_0}{2D}. \quad (3.47)$$

С использованием условия пластичности (3.19) реологическое уравнение бингамовских жидкостей можно записать в виде

$$\begin{aligned} d_{ij} &= 0 & \text{при} & \quad S \leq \tau_0; \\ \tau'_{ij} &= \left(2\eta_p + \frac{\tau_0}{D}\right) d_{ij} & \text{при} & \quad S > \tau_0. \end{aligned} \quad (3.48)$$

При высоких скоростях сдвига ($D \rightarrow \infty$ и $\eta \rightarrow \eta_p$) реологическое поведение бингамовской жидкости соответствует поведению вязкой жидкости. При $\eta_p \rightarrow 0$ вещество «ведет себя» как идеальный пластик. Если $\tau_0 \neq 0$, $D \rightarrow 0$ и $S \rightarrow \tau_0$, то $\eta \rightarrow \infty$. Это означает, что на поверхности раздела между неподвижной жидкостью и зоной сдвигового вязкопластичного течения $d_{ij} = 0$, а $\eta \rightarrow \infty$. Следует отметить, что во втором уравнении (3.48) $d_{ij} = 0$ не означает $\tau'_{ij} = 0$, а свидетельствует о том, что τ'_{ij} подчинен условию $S \leq \tau_0$. Необходимо подчеркнуть также, что в диапазоне вязкопластичного течения скорость не может проходить через максимум или минимум, как при вязком течении. Действительно, поскольку в этих точках скорость сдвига меняет свой знак, напряжение должно было бы измениться скачкообразно от $+\tau_0$ до $-\tau_0$ или наоборот, что означало бы разрывность скорости. Поэтому всегда должна существовать зона квазитвер-

дого течения между двумя областями вязкопластичного течения, в которой скорости сдвига меняют свой знак [5, 7, 9]*.

Для жидкости Оствальда—де Ваале кажущаяся вязкость

$$\eta = K \left| 2 \sqrt{\frac{d_{ij}}{2}} d_{ij} \right|^{n-1} = K |2D|^{n-1}. \quad (3.49)$$

Для жидкости Гершеля—Балкли

$$\eta = \frac{\tau_0}{2D} + K |2D|^{n-1}, \quad (3.50)$$

с тем же условием пластичности, что и для жидкости Бингама.

Для жидкости Бриана

$$\eta = \eta_\infty \left(1 + \frac{\tau_\infty}{2m\eta_\infty D} \right)^m. \quad (3.51)$$

Для жидкости Шульмана [10]

$$\eta = 2 \left[\frac{\tau_0^{\frac{1}{n}}}{(2D)^{\frac{1}{n}}} + \eta_p^{\frac{1}{m}} \right] (2D)^{\frac{n}{m}-1}. \quad (3.52)$$

Аналогичным образом можно обобщить η и для других типов жидкостей.

Если коэффициент γ в уравнении (3.41) отличен от нуля, в жидкости возникает разность нормальных напряжений, перпендикулярных к направлению течения (даже при простом сдвиге),— эффект Вейссенберга. Величина $\gamma/4$ называется «трансверсальной» вязкостью. Она зависит от D_2 и D_3 [6, 7]. Такие жидкости обладают «объемной упругостью». Их свойства не зависят от предистории деформации, и они рассматриваются как неэластичные [7].

Отдельную категорию составляют вязкоупругие жидкости с «эластичностью формы»; такие среды в книге рассматриваться не будут.

3.2.5. Уравнение сохранения энергии

Это уравнение используется, в частности, при изучении неизоэтермического течения, предполагающего теплообмен с внешней средой. Циркуляционная система скважины, в которой температура окружающих пород меняется в очень широких пределах (от 10 °C на поверхности до 200 °C на глубине 6000—7000 м), представляет собой интересный пример неизотермической системы.

* Рассуждения автора справедливы только для простых сдвиговых течений и не правомерны при сложном сдвиге. См. Мясников В. П. ПМТФ, 1961, № 5, с. 76.— *Примеч. ред.*

При отсутствии внутренних источников энергии и переноса вещества во внешнюю среду принцип сохранения энергии гласит: сумма кинетической энергии E_c и внутренней энергии системы U равна сумме механической работы внешних сил L и тепловой энергии Q , полученной системой извне. Запишем это равенство с учетом изменения во времени входящих в него величин

$$\frac{d}{dt} (E_c + U) = \frac{d}{dt} (L + Q). \quad (3.53)$$

После подстановки в это выражение значений входящих величин для произвольного объема вещества получим

$$\frac{d}{dt} \int_V \left(\frac{1}{2} \rho v_i v_i + \rho e \right) dV = \int_S q_j n_j dS + \int_S \tau_{ij} n_j v_i dS + \int_V \rho F_i v_i dV, \quad (3.54)$$

где e — удельная внутренняя энергия; q_j — поток тепла через поверхность dS в направлении n_j .

С учетом принципа сохранения массы последнее уравнение можно представить таким образом:

$$\begin{aligned} \int_V \rho v_i a_i dV + \int_V \frac{1}{2} v_i v_i \frac{d}{dt} (\rho dV) + \int_V \rho \frac{de}{dt} dV + \\ + \int_V e \frac{d}{dt} (\rho dV) = \int_V \left(\rho v_i a_i + \rho \frac{de}{dt} \right) dV, \end{aligned} \quad (3.55)$$

где a_i — компонента ускорения в направлении i .

Согласно теореме Остроградского — Гаусса

$$\int_S q_j n_j dS = \int_V q_{j,j} dV; \quad (3.56)$$

$$\int_S \tau_{ij} n_j v_i dS = \int_V \tau_{ij,j} v_i dV + \int_V \tau_{ij} v_{i,j} dV, \quad (3.57)$$

а второй член уравнения (3.54) будет иметь вид

$$\int_V [q_{j,j} + \tau_{ij,j} v_i + (\tau_{ij,j} + \rho F_i) v_i] dV. \quad (3.58)$$

Из уравнений (3.55) и (3.58) следует, что

$$\int_V \left\{ [\rho (a_i - F_i) - \tau_{ij,j}] v_i + \rho \frac{de}{dt} - q_{j,j} - \tau_{ij} v_{i,j} \right\} dV = 0. \quad (3.59)$$

С учетом уравнения (3.38) принцип сохранения энергии выражается дифференциальным уравнением

$$\rho \frac{de}{dt} = q_{j,j} + \tau_{ij} v_{i,j} \quad (3.60)$$

или

$$\rho \frac{de}{dt} = q_{j,j} + \tau'_{ij} v_{i,j} - p v_{i,i}. \quad (3.61)$$

Второй член правой части этого уравнения выражает увеличение внутренней энергии системы вследствие изменения удельной механической работы, проделанной силами вязкого трения (диссипативная необратимая часть), а последний член — изменение удельной механической работы давления (обратимая часть).

Согласно закону переноса тепла за счет теплопроводности, поток тепла

$$q_j = \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}, \quad (3.62)$$

где λ — коэффициент теплопроводности, который зависит от физических свойств вещества, а в общем случае и от локальных температуры и давления. Для жидкостей по мере увеличения температуры величина λ снижается незначительно. Если жидкость находится в движении, q представляет поток тепловой энергии относительно локальной скорости среды.

Для несжимаемых жидкостей изменение внутренней энергии

$$\frac{de}{dt} = c_v \frac{dT}{dt}, \quad (3.63)$$

где c_v (в данном случае равная c_p) — удельная теплоемкость при постоянном объеме (соответственно равная теплоемкости при постоянном давлении).

Уравнение (3.61) примет вид

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = \lambda T_{,kk} + \tau'_{ij} v_{i,j}. \quad (3.64)$$

Если пренебречь вязкой диссипацией (рассеянием) энергии, получим хорошо известное уравнение Фурье

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = \lambda \Delta T. \quad (3.65)$$

В декартовых координатах уравнение (3.64) запишется так:

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_1 \frac{\partial T}{\partial x_1} + v_2 \frac{\partial T}{\partial x_2} + v_3 \frac{\partial T}{\partial x_3} \right) = \\ = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x_3^2} \right) + \tau'_{11} d_{11} + \tau'_{22} d_{22} + \tau'_{33} d_{33} + \\ + 2\tau'_{12} d_{12} + 2\tau'_{23} d_{23} + 2\tau'_{31} d_{31}, \end{aligned} \quad (3.66)$$

а в цилиндрических координатах —

$$\begin{aligned}
 \rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \\
 = \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial r} r \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial \theta} \frac{1}{r} \right) + \right. \\
 \left. + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} r \right) \right] + \tau_{rr} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \tau_{\theta\theta} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r}{r} \right) + \\
 + \tau_{zz} \frac{\partial v_z}{\partial z} + \tau_{r\theta} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} \right] + \\
 + \tau_{\theta z} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right) + \tau_{rz} \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right). \quad (3.67)
 \end{aligned}$$

Уравнение энергии позволяет определить распределение температуры $T(x, t)$. Обычно уравнения движения и уравнение энергии связаны между собой. Их невозможно решать отдельно, так как результат решения первых уравнений зависит от решения последнего. Уравнение энергии включает скорости и напряжения, а уравнения движения — такие физические характеристики, как вязкость и плотность, которые зависят от температуры.

Таким образом, приходится решать крайне сложные задачи, даже в случае относительно простого течения. Одно из наиболее важных упрощений состоит в пренебрежении влиянием изменения температуры на вязкость и плотность. В этом случае уравнения движения становятся независимыми от уравнения энергии. Однако распределение температуры все же зависит от распределения скорости. В общем же случае распределение скорости также меняется с изменениями вязкости и плотности, вызванными изменением температуры.

Плотность буровых растворов слабо зависит от изменения температуры, в то время как на их вязкость большое влияние оказывает температура, особенно для буровых растворов на углеводородной основе. Эта закономерность справедлива и для тампонажных цементных растворов (см. главу 2).

3.3. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ

Для получения полной картины напряженного состояния и распределения скоростей деформации сплошного, деформируемого, однородного, изотропного тела с известными реологическими характеристиками необходимо решить систему уравнений (3.23), (3.27), (3.38) и (3.41). Следовательно, имеется 11 уравнений с таким же числом неизвестных: плотность, давление, три компоненты скорости и шесть компонент напряжения.

Из уравнений (3.41) и (3.38) можно получить систему уравнений только в компонентах скорости.

Ограничимся рассмотрением вязких жидкостей Стокса, поведение которых можно описать при помощи только одного коэффициента переменной вязкости η .

При подстановке выражения (3.43) в уравнение (3.39) получим

$$\frac{dv_i}{dt} = F_i - \frac{1}{\rho} p_{,i} + \frac{2}{\rho} (\eta d_{ij})_j \quad (3.68)$$

или

$$\frac{dv_i}{dt} = F_i - \frac{1}{\rho_{,i}} - \frac{2}{3\rho} (\eta v_{k,k} \delta_{ij})_{,j} + \frac{1}{\rho} [\eta (v_{i,j} + v_{j,i})]_{,j} \quad (3.69)$$

либо

$$\begin{aligned} \frac{dv_i}{dt} = F_i - \frac{1}{\rho} \left\{ p_{,i} + \eta v_{i,jj} + \frac{1}{3} \eta v_{j,ij} + \right. \\ \left. + 2\eta_{,j} \left[\frac{1}{2} (v_{i,j} + v_{j,i}) - \frac{1}{3} v_{k,k} \delta_{ij} \right] \right\}. \end{aligned} \quad (3.70)$$

Система уравнений (3.69) или (3.70) представляет собой обобщение уравнений Навье—Стокса с учетом зависимости вязкости от локальной скорости деформации жидкости*. Это — система нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка, которые, подобно уравнениям Навье—Стокса, могут быть проинтегрированы лишь в нескольких простейших случаях.

К уравнениям (3.70) добавляются уравнения состояния, неразрывности и, возможно, одно уравнение для вязкости η .

Для несжимаемых сред уравнения (3.70) упрощаются:

$$\frac{dv_i}{dt} = F_i - \frac{1}{\rho} [p_{,i} + \eta v_{i,jj} + \eta_{,j} (v_{i,j} + v_{j,i})] \quad (3.71)$$

при $i = 1, 2, 3$.

Уравнения (3.71) в декартовых координатах запишутся следующим образом:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{\partial v_1}{\partial t} + v_1 \frac{\partial v_1}{\partial x_1} + v_2 \frac{\partial v_1}{\partial x_2} + v_3 \frac{\partial v_1}{\partial x_3} =$$

* Формально уравнения (3.69), тождественные уравнениям Навье—Стокса, справедливы только для ньютоновских жидкостей. Однако в этом случае вязкость может быть функцией координаты ввиду изменения, например, температуры, однако она не зависит от скорости деформации жидкости в этой точке.

$$\begin{aligned}
&= F_1 + \frac{1}{\rho} \left[-\frac{\partial p}{\partial x_1} + \eta \left(\frac{\partial^2 v_1}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 v_1}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 v_1}{\partial x_3^2} \right) + \right. \\
&+ 2 \frac{\partial \eta}{\partial x_1} \frac{\partial v_1}{\partial x_1} + \frac{\partial \eta}{\partial x_1} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_1} + \frac{\partial v_2}{\partial x_2} \right) + \left. \frac{\partial \eta}{\partial x_3} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_1} \right) \right]; \\
\end{aligned} \tag{3.72}$$

$$\begin{aligned}
\frac{dv_2}{dt} &= \frac{\partial v_2}{\partial t} + v_1 \frac{\partial v_2}{\partial x_1} + v_2 \frac{\partial v_2}{\partial x_2} + v_3 \frac{\partial v_2}{\partial x_3} = \\
&= F_1 + \frac{1}{\rho} \left[-\frac{\partial p}{\partial x_3} + \eta \left(\frac{\partial^2 v_2}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 v_3}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 v_2}{\partial x_3^2} \right) + \right. \\
&+ \frac{\partial \eta}{\partial x_1} \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_1} + \frac{\partial v_1}{\partial x_2} \right) + 2 \frac{\partial \eta}{\partial x_2} \frac{\partial v_2}{\partial x_2} + \left. \frac{\partial \eta}{\partial x_3} \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_1} \right) \right]; \\
\end{aligned} \tag{3.73}$$

$$\begin{aligned}
\frac{dv_3}{dt} &= \frac{\partial v_3}{\partial t} + v_1 \frac{\partial v_3}{\partial x_1} + v_2 \frac{\partial v_3}{\partial x_2} + v_3 \frac{\partial v_3}{\partial x_3} = \\
&= F_1 + \frac{1}{\rho} \left[-\frac{\partial p}{\partial x_3} + \eta \left(\frac{\partial^2 v_3}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 v_3}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 v_3}{\partial x_3^2} \right) + \right. \\
&+ \frac{\partial \eta}{\partial x_1} \left(\frac{\partial v_3}{\partial x_1} + \frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right) + \frac{\partial \eta}{\partial x_2} \left(\frac{\partial v_3}{\partial x_2} + \frac{\partial v_2}{\partial x_3} \right) + \left. 2 \frac{\partial \eta}{\partial x_3} \frac{\partial v_3}{\partial x_3} \right], \\
\end{aligned} \tag{3.74}$$

а в цилиндрических координатах

$$\begin{aligned}
\frac{dv_r}{dt} &= \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} = \\
&= F_r + \frac{1}{\rho} \left\{ -\frac{\partial p}{\partial r} + \eta \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} - \right. \right. \\
&- \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \left. \right] + \left[2 \frac{\partial v_r}{\partial r} \frac{\partial \eta}{\partial r} + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \right. \right. \\
&+ \frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} \left. \right) \frac{\partial \eta}{r \partial \theta} + \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \frac{\partial \eta}{\partial z} \left. \right\}; \\
\end{aligned} \tag{3.75}$$

$$\begin{aligned}
\frac{dv_\theta}{dt} &= \frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_r \frac{v_\theta}{r} + \\
&+ v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} = F_\theta + \frac{1}{\rho} \left\{ -\frac{\partial p}{r \partial \theta} + \eta \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\theta}{r} + \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) + \right. \right. \\
&+ \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \left. \right] + \left[\left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \right. \right. \\
&+ \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \left. \right) \frac{\partial \eta}{\partial r} + 2 \frac{\partial v}{r \partial \theta} \frac{\partial \eta}{r \partial \theta} + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right) \frac{\partial \eta}{\partial z} \left. \right\}; \\
\end{aligned} \tag{3.76}$$

$$\begin{aligned} \frac{dv_z}{dt} = & \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = \\ = & F_z + \frac{1}{\rho} \left\{ -\frac{\partial p}{\partial z} + \eta \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] + \right. \\ & \left. + \left[\left(\frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \frac{\partial \eta}{\partial r} + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right) \frac{\partial \eta}{r \partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \frac{\partial \eta}{\partial z} \right] \right\} \end{aligned} \quad (3.77)$$

Аналогично можно представить реологические уравнения (3.43) в декартовых координатах

$$\tau_{11} = -p + 2\eta \frac{\partial v_1}{\partial x_1}; \quad (3.78)$$

$$\tau_{22} = -p + 2\eta \frac{\partial v_2}{\partial x_2}; \quad (3.79)$$

$$\tau_{33} = -p + 2\eta \frac{\partial v_3}{\partial x_3}; \quad (3.80)$$

$$\tau_{12} = \tau_{21} = \eta \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_2} + \frac{\partial v_2}{\partial x_1} \right); \quad (3.81)$$

$$\tau_{23} = \tau_{32} = \eta \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_2} \right); \quad (3.82)$$

$$\tau_{31} = \tau_{13} = \eta \left(\frac{\partial v_3}{\partial x_1} + \frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right); \quad (3.83)$$

и в цилиндрических координатах

$$\tau_{rr} = -p + 2\eta \frac{\partial v_r}{\partial r}; \quad (3.84)$$

$$\tau_{\theta\theta} = -p + 2\eta \left(\frac{\partial v_\theta}{r \partial \theta} + \frac{v_r}{r} \right); \quad (3.85)$$

$$\tau_{zz} = -p + 2\eta \frac{\partial v_z}{\partial z}; \quad (3.86)$$

$$\tau_{r\theta} = \tau_{\theta r} = \eta \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} \right); \quad (3.87)$$

$$\tau_{\theta z} = \tau_{z\theta} = \eta \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right); \quad (3.88)$$

$$\tau_{zr} = \tau_{rz} = \eta \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right). \quad (3.89)$$

Теперь следует уточнить понятие кажущейся вязкости η для сред различных типов.

Для вязкопластичных жидкостей, типа бингамовской, справедливо соотношение $2\mu = \tau_0/D$. Величина μ является положительной и, как правило, переменной; она не имеет какого-либо физического смысла. Согласно уравнению (3.47), при $\eta_p = \text{const}$ уравнения (3.71) приводятся к виду

$$\frac{dv_i}{dt} = F_i - \frac{1}{\rho} [\rho_{,i} + (\eta_p + \mu) v_{i,jj} + \mu_{,j} (v_{i,j} + v_{j,i})]. \quad (3.90)$$

Эти уравнения описывают течение вязкопластичных несжимаемых жидкостей типа бингамовской; они известны как уравнения Генки [5]*.

Подобные уравнения могут быть составлены также для жидкостей типа Оствальда — де Ваала, Шульмана [10] и др.

3.4. ГРАНИЧНЫЕ И НАЧАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ

При решении общих уравнений для конкретных практических задач необходимо знать геометрическую конфигурацию тела объемом V , в котором находится изучаемая среда, ее реологические параметры, массовые силы \vec{F} , а также определенные краевые условия, заданные на границе S пространства V , и начальные условия.

В общем случае задача может быть смешанной, например, на участке S_T границы известен вектор напряжения

$$\vec{\tau}_n|_{S_T} = \vec{f}, \quad (3.91)$$

а на остальной части S_V границы — значение вектора скорости

$$\vec{v}|_{S_V} = \vec{g}, \quad (3.92)$$

где \vec{f} и \vec{g} — известные вектор-функции точки.

Если S_V совпадает с суммарной площадью поверхности S , то напряжения на границе должны удовлетворять условию равновесия:

$$\int_S \vec{f} dS + \int_V \rho \vec{F} = 0, \quad (3.93)$$

а если S_V совпадает с S , то скорости на границе должны удовлетворять условию несжимаемости:

$$\int_S \vec{v} n dS = \int_V \text{div } \vec{v} dV = 0. \quad (3.94)$$

Обычно условия (3.91) выражены через давление, действующее на свободную поверхность жидкости или на границу раздела между двумя жидкостями.

* В советской литературе эти уравнения известны под названием уравнений Генки — Ильюшина. — *Прим. перев.*

Уравнение (3.92) сводится к условию Стокса (прилипания к стенкам), а именно:

$$\begin{aligned} &\text{— если стенка неподвижна, } \vec{v} = \vec{g} = 0; \\ &\text{— если стенка подвижна, } \vec{v} = \vec{g} = \vec{v}_p, \end{aligned} \quad (3.95)$$

где \vec{v}_p — скорость перемещения стенки.

В случае течения вязкопластичных сред с пределом текучести τ_0 необходимо определить также координаты поверхности перехода от зоны твердого состояния среды к области сдвигового течения. Условия напряженного состояния в квазитвердых зонах с нулевой скоростью деформации представляют собой граничные условия на поверхности перехода (пластичности). Эти условия следуют из самого условия пластичности (3.19):

1) скорости являются непрерывными функциями при переходе через поверхность пластичности;

2) тензор скорости деформации равен нулю, однако это не предполагает равенства нулю скорости, так как квазитвердые зоны могут перемещаться как твердые тела внутри области вязкопластичного течения.

Знание координат поверхности пластичности не является априорным, а определяется из условия пластичности. При неустановившихся режимах течения координаты поверхности пластичности непрерывно меняются во времени.

Начальные условия, используемые при решении задач о неустановившемся течении, задаются распределениями скоростей в начальный момент времени $t=0$ по всему объему V :

$$\vec{v}(x, 0) = \vec{v}_0, \quad (3.96)$$

а также напряжений на свободных поверхностях или на границах раздела между средами:

$$\vec{\tau}_n(x, 0) = \tau_0, \quad (3.97)$$

где \vec{v}_0 и $\vec{\tau}_0$ — вектор-функции в точке. Обычно задаются значения давления на свободных поверхностях или на границах раздела между средами.

Если система неизотермическая, то необходимо также знать граничные и начальные условия для температуры:

$$T|_S = T_S \quad (3.98)$$

и

$$T(x, 0) = T_0, \quad (3.99)$$

где T_S и T_0 — скалярные функции в точке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Iacob, Caius*. Introducere matematică în mecanica fluidelor. Cap. IV, București, Editura Academiei R.S.R., 1952.
2. *Ponomariov S. A. s. a.* Calculul de rezistență în construcția de mașini. Vol. 1, cap. I — III, București, Editura tehnică, 1960.
3. *Oroveanu T.* Mecanica fluidelor viscoase, Cap. 1, București, Editura Academiei R.S.R., 1967.
4. *Solomon L.* Elasticitate liniară, Cap. 1—3, Editura Academiei R.S.R., București, 1969.
5. *Macovei N.* Corpuri de tip Bingham. Lucrare de licență, Facultatea matematică-mecanică, București, 1970.
6. *Brădeanu, P.* Mecanica fluidelor. București, Editura tehnică, 1973.
- * * * Rheology. Theory and application. Editat de F. Eirich, vol. 1, cap. 1, 2 și 16, New York, Academic Press Inc., 1956.
7. *Bird B. R. s. a.* Transport phenomena. New-York — London, John Wiley and sons Inc., 1960.
8. *Prager W.* Introduction to mechanics of continua. Boston, Ginn and Co., 1961.
9. *Cuple N. și Davies H. J.* Modern fluid dynamics. Vol. 1: Incompressible flow, cap. 5, London, D. van Nostrand Co., 1968.
10. *Sulman Z. P.* Konvektivnii teplomassoperenos slojnih jidkostei. Moskva, Jzd. Energiia, 1975.
10. *Шульман З. П.* Конвективный тепломассоперенос сложных жидкостей. М., Энергия, 1975.

Глава 4.

ТЕЧЕНИЕ БУРОВЫХ И ТАМПОНАЖНЫХ ЦЕМЕНТНЫХ РАСТВОРОВ

В бурении чаще всего приходится иметь дело с течением жидкостей в цилиндрических каналах: внутри колонн бурильных и обсадных труб, в кольцевом пространстве между бурильными или обсадными трубами и стенками скважины, в трубопроводах и соединительных шлангах. Аналогичное осевое движение жидкостей имеет место и в капиллярных вискозиметрах.

Однако встречаются и другие случаи движения жидкостей: обтекание частиц шлама, включая свободное падение этих частиц в жидкости, находящейся в состоянии покоя; течение через насадки долота и различные местные сопротивления, движение внутри гидроциклонов и центрифуг, в смесительных воронках, течение в желобах и через вибросита, перемешивание, движение в ротационных вискозиметрах и т. д.

Изучение этих видов движения проводится с целью определения как градиентов давления, необходимых для перекачки таких сред, так и давлений, которые возникают при спуско-подъемных и других технологических операциях в скважине; оно необходимо также для расчета затрат энергии при вращении бурильной колонны в скважине, заполненной раствором, для расчетов выноса шлама, зон смешения бурового раствора с тампонажным при цементировании, реологических параметров и т. д. Некоторые из этих вопросов будут рассмотрены в следующих главах. Здесь же обсуждается только движение несжимаемых жидкостей в трубах и кольцевом пространстве, а также в различных местных сопротивлениях (сужениях сечений), которые встречаются в циркуляционной системе скважины.

4.1. ЛАМИНАРНОЕ ТЕЧЕНИЕ

Рассмотрим цилиндрическую трубу конкретной площади поперечного сечения, в которой движется вязкая жидкость с независимыми от времени реологическими характеристиками под действием определенного перепада давления. Зона течения ограничена одной или двумя цилиндрическими поверхностями, на которых скорости, допустим, известны [см. уравнение (3.92)], и двумя плоскими поверхностями, где известны лишь нормальные напряжения в виде давления [см. уравнение (3.91)]. Решение задачи сводится к определению полей напряжений и скоростей в потоке, а также расхода жидкости.

Примем некоторые исходные допущения: жидкость несжимаема; ее движение установившееся, равномерное, изотермическое, ламинарное; направление потока—параллельно оси трубы; жидкость прилипает к стенкам; труба имеет достаточную длину.

чтобы пренебречь концевыми эффектами; единственные массовые силы — гравитационные.

Впоследствии некоторые из этих ограничений будут сняты. Условие, касающееся направления течения, справедливо только в том случае, когда скорости потока имеют компоненты лишь вдоль оси трубы (см. также главу 6), а гипотеза равномерного движения предполагает фактически несжимаемость жидкости.

Согласно указанным предположениям, условия течения и характеристики жидкости (плотность, вязкость, температура, скорость, давление) остаются неизменными во времени и, за исключением давления, в любой точке потока. Плотность, реологические характеристики и, разумеется, распределение скоростей не подвержены влиянию температуры. Уравнение состояния сводится к условию $\rho = \text{const}$. Остаются лишь уравнение неразрывности в виде (3.31) и уравнения движения в виде (3.71). Согласно гипотезе о прилипании жидкости к стенкам, скорость жидкости у стенки трубы равна скорости самой стенки.

Допустим, ось x_3 параллельна образующей цилиндрической трубы, тогда единственной ненулевой компонентой скорости течения будет v_3 , поскольку жидкость движется вдоль оси трубы. Уравнение неразрывности сводится к

$$\frac{\partial v_3}{\partial x_3} = 0, \quad (4.1)$$

откуда следует, что

$$v_3 = v_3(x_1, x_2). \quad (4.2)$$

Уравнения движения (3.73—(3.75) примут соответственно следующий вид:

$$0 = -\rho g \frac{\partial h}{\partial x_1} - \frac{\partial p}{\partial x_1}; \quad (4.3)$$

$$0 = -\rho g \frac{\partial h}{\partial x_2} - \frac{\partial p}{\partial x_2}; \quad (4.4)$$

$$0 = -\rho g \frac{\partial h}{\partial x_3} - \frac{\partial p}{\partial x_3} + \eta \Delta v_3 + \frac{\partial \eta}{\partial x_1} \frac{\partial v_3}{\partial x_1} + \frac{\partial \eta}{\partial x_2} \frac{\partial v_3}{\partial x_2}. \quad (4.5)$$

Единичная массовая сила обусловлена ускорением свободного падения. Поскольку это ускорение направлено вниз, его компоненты в системе координат x_i будут $-g \partial h / \partial x_i$, где h — высота точки потока относительно начала координат (знак минус указывает на то, что направление \vec{g} противоположно направлению увеличения h).

Введем переменную

$$p' = p + \rho g h. \quad (4.6)$$

Тогда уравнения (4.3) — (4.5) принимают вид

$$\frac{\partial p'}{\partial x_1} = 0; \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial p'}{\partial x_2} = 0; \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial p'}{\partial x_3} = \eta \Delta v_3 + \frac{\partial \eta}{\partial x_1} \frac{\partial v_3}{\partial x_1} + \frac{\partial \eta}{\partial x_2} \frac{\partial v_3}{\partial x_2}. \quad (4.9)$$

Из уравнений (4.7) и (4.8) следует

$$p' = p'(x_3). \quad (4.10)$$

В процессе движения жидкости величина p' изменяется вдоль потока, но не зависит от координат, перпендикулярных к направлению течения (за исключением случая вращения жидкости, когда появляется центробежная сила).

Поскольку правая часть уравнения (4.9) не зависит от x_3 (течение равномерное), левая часть также не зависит от x_3 . Следовательно, градиент давления равен константе, т. е.

$$\frac{\partial p'}{\partial x_3} = \text{const} = -P; \quad (4.11)$$

$$p' = -Px_3 + p'_0. \quad (4.12)$$

Теперь для решения уравнения (4.9), в котором $v_3 = v_3(x_1, x_2)$, $\eta = \eta(x_1, x_2)$, а градиент давления P предполагается известным, остается уточнить форму проходного сечения канала и граничные условия. Движение является одномерным. В этой главе рассматривается течение жидкости только в неподвижных каналах (скорость стенки равна нулю).

4.1.1. Круглые цилиндрические трубы

В данном случае целесообразно использовать систему цилиндрических координат z, r, θ , где z — ось трубы, r — радиальная координата и θ — угловая координата; труба имеет радиус R .

Из сказанного в предыдущем разделе следует, что: $v_r = v_\theta = 0$ и v_z не зависит от z . Из соображений осевой симметрии естественно предположить, что v_z зависит только от радиуса, а от θ не зависит, т. е.

$$v_z = v_z(r) = v. \quad (4.13)$$

Если переписать уравнение (4.5) в цилиндрических координатах или непосредственно из выражения (3.78), получим

$$-P = \frac{\eta}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dv}{dr} \right) + \frac{dv}{dr} \frac{d\eta}{dr}. \quad (4.14)$$

Здесь использованы полные производные, поскольку η и v являются функциями только r .

Реологические уравнения (3.85) — (3.90), записанные в цилиндрических координатах, для несжимаемых жидкостей приводятся к виду

$$\tau_{rr} = \tau_{\theta\theta} = \tau_{zz} = -p; \quad (4.15)$$

$$\tau_{zr} = \tau_{rz} = \tau = \eta \frac{dv}{dr}. \quad (4.16)$$

Интегрированием уравнений (4.14) и (4.16) при граничном условии

$$v|_{r=R} = 0 \quad (4.17)$$

определяются распределения скорости v и напряжения τ , а из уравнений (4.12) и (4.6) — распределение давления p .

Однако прежде необходимо выявить зависимость для кажущейся вязкости η . Как отмечено выше, η является функцией только r .

Так как единственной ненулевой компонентой тензора скорости деформации [см. уравнение (3.8)] является

$$a_{rz} = d_{rz} = \frac{1}{2} \frac{\partial v}{\partial r}, \quad (4.18)$$

инвариант

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{d_{ij}d_{ij}}{2}} = \sqrt{\frac{1}{2} (d_{rr}^2 + d_{\theta\theta}^2 + d_{zz}^2) + d_{r\theta}^2 + d_{\theta z}^2 + d_{zr}^2} = \\ &= \sqrt{d_{rz}^2} = \pm \frac{1}{2} \frac{dv}{dr}. \end{aligned} \quad (4.19)$$

А. Бингамовские жидкости. Уравнение (3.47) примет вид

$$\eta = \eta_p + \frac{\tau_0}{\pm dv/dr} = \eta_p + s \frac{\tau_0}{dv/dr}, \quad (4.20)$$

где $s = \text{sign}(dv/dr)$.

Подстановкой в уравнение (4.14) получим

$$\begin{aligned} \left(\eta_p + s \frac{\tau_0}{dv/dr} \right) \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dv}{dr} \right) + \frac{dv}{dr} \frac{d}{dr} \left(\eta_p + s \frac{\tau_0}{dv/dr} \right) = \\ = \eta_p \left(\frac{d^2v}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dv}{dr} \right) + s \frac{\tau_0}{\eta_p} = -P. \end{aligned} \quad (4.21)$$

Граничное условие (4.17) показывает, что локальная скорость возрастает от стенки трубы, где она нулевая, к оси трубы,

т. е. в сторону уменьшения радиуса. Таким образом, $s = -1$, а уравнение (4.21) сводится к следующему виду:

$$\eta_p \left(\frac{d^2 v}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dv}{dr} \right) - \frac{\tau_0}{\eta_p} + P = 0. \quad (4.22)$$

После интегрирования получим

$$v = -\frac{P}{4\eta_p} r^2 + \frac{\tau_0}{\eta_p} r + \frac{c_1}{\eta_p} \ln r + c_2. \quad (4.23)$$

Постоянная c_2 определяется с учетом граничного условия (4.17), и

$$v = \frac{P}{4\eta_p} (R^2 - r^2) - \frac{\tau_0}{\eta_p} (R - r) + \frac{c_1}{\eta_p} \ln \frac{R}{r}. \quad (4.24)$$

Для того чтобы v имело конечное значение и при $r = 0$, c_1 должно быть равно нулю. Распределение скоростей

$$v = \frac{P}{4\eta_p} (R^2 - r^2) - \frac{\tau_0}{\eta_p} (R - r). \quad (4.25)$$

Это уравнение справедливо только в области течения, где $dv/dr \neq 0$. Однако в потоке существует зона течения, ограниченная поверхностью пластичности, где $dv/dr = 0$ и $v = v_0 = \text{const}$. В этой зоне жидкость перемещается как твердое тело без внутренних сдвигов. Уравнение поверхности пластичности, согласно условию (3.19), будет $\tau_0 = |\tau|$. Внутри этой зоны течения имеет место неравенство $|\tau| \leq \tau_0$.

Из уравнений (4.16) и (4.20) при $s = -1$ следует, что

$$\tau = \eta_p \frac{dv}{dr} - \tau_0. \quad (4.26)$$

Зависимость для скорости сдвига можно получить путем дифференцирования уравнения (4.15)

$$\frac{dv}{dr} = -\frac{Pr}{2\eta_p} + \frac{\tau_0}{\eta_p}. \quad (4.27)$$

Подстановка этого выражения в уравнение (4.26) приводит к

$$\tau = -\frac{P}{2} r. \quad (4.28)$$

Поскольку $P > 0$, а $r \geq 0$, напряжения будут отрицательными; это означает лишь то, что τ действует на поверхности нормалей к \vec{r} в направлении, противоположном течению. Иногда, если не будет путаницы, знак можно опустить.

Распределение напряжений по уравнению (4.28) является линейным. Оно не зависит от природы жидкости и вытекает

непосредственно из уравнения движения (4.14), выраженного в напряжениях (где $\tau = \eta dv/dr$).

Из уравнения (4.27) при $dv/dr = 0$ получаем соотношение

$$r = r_0 2\tau_0 / P, \quad (4.29)$$

которое является уравнением цилиндра. Это означает, что в потоке существует цилиндрическое «ядро», расположенное концентрично трубопроводу радиусом r_0 , внутри которого напряжение сдвига τ по абсолютному значению меньше предельного напряжения сдвига τ_0 и $dv/dr = 0$. Радиус «ядра» r_0 зависит от τ_0 и P ; он равен нулю при $\tau_0 = 0$ и $P \rightarrow \infty$ (в действительности при определенном значении P ламинарный режим течения сменяется турбулентным и ядро разрушается). Наличие в потоке такой квазитвердой зоны является основной характеристикой вязкопластичного течения.

Для существования течения в трубах необходимо, чтобы $r_0 < R$, т. е.

$$P > \frac{2\tau_0}{R}. \quad (4.30)$$

Из условия неразрывности скорости в потоке получаем скорость движения ядра

$$v_0 = v|_{r=r_0} = \frac{P}{4\eta_p} (R^2 - r^2) - \frac{\tau_0}{\eta_p} (R - r_0) \quad (4.31)$$

или с учетом соотношения (4.29)

$$v_0 = \frac{P}{4\eta_p} (R - r_0)^2. \quad (4.32)$$

Распределения скоростей, напряжений и скоростей деформации представлены на рис. 4.1. На рис. 4.2 наглядно показано влияние предельного напряжения сдвига τ_0 на профиль скорости течения при определенном напряжении сдвига на стенке τ_p [см. уравнение (4.37)].

Объемный расход через трубопровод под действием градиента давления P

$$\begin{aligned} Q &= 2\pi \int_0^R v(r) r dr = \pi r_0^2 v_0 + 2\pi \int_{r_0}^R \left[\frac{P}{4\eta_p} (R^2 - r^2) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{\tau_0}{\eta_p} (R - r) \right] r dr = \frac{4\pi\tau_0^2}{P^2} \frac{P}{4\eta_p} \left(R^2 - \frac{4\tau_0 R}{P} + \frac{4\tau_0^2}{P} \right) + \\ &\quad + 2\pi \left[\frac{P}{4\eta_p} \left(\frac{R^2 r^2}{2} - \frac{r^4}{4} \right) - \frac{\tau_0}{\eta_p} \left(\frac{R r^2}{2} - \frac{r^3}{3} \right) \right]_{r_0}^R = \\ &= \frac{\pi}{4} \frac{R^3}{\eta_p} \left(P \frac{R}{2} - \frac{4}{3} \tau_0 + \frac{8}{3} \frac{\tau_0^4}{P^3 R^3} \right). \end{aligned} \quad (4.33)$$

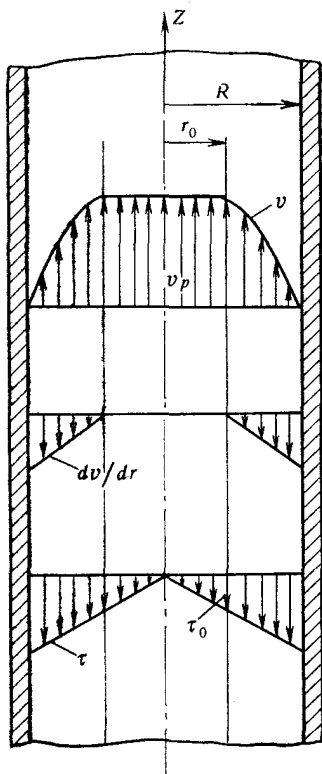
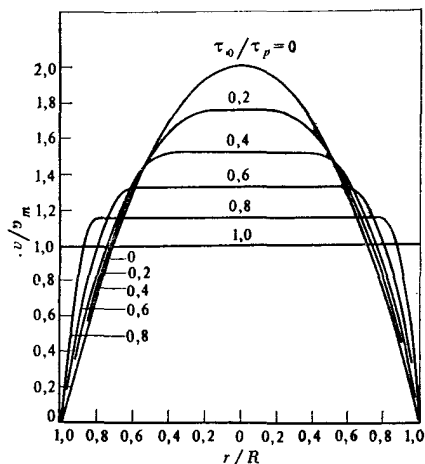


Рис. 4.1. Распределения скоростей, напряжений и скоростей сдвига при ламинарном течении бингамовских жидкостей в круглой трубе

Рис. 4.2. Влияние предельного напряжения сдвига на профиль скоростей при ламинарном течении



Если градиент давления, необходимый для начала течения, обозначить как

$$P_0 = 2\tau_0/R, \quad (4.34)$$

то последнее уравнение запишется в виде

$$Q = \frac{\pi R^4 P}{8\eta_p} \left(1 - \frac{4}{3} \frac{P_0}{P} + \frac{1}{3} \frac{P_0^4}{P^4} \right). \quad (4.35)$$

Формула (4.35) была получена Бакингом в 1921 г. и представляет собой обобщение уравнения Гагена—Пуазейля, которое применяется для ньютоновских жидкостей ($\tau_0 = 0$):

$$Q = \frac{\pi R^4 P}{8\eta}. \quad (4.36)$$

Пример 4.1. Через трубу диаметром 100 мм с тангенсом угла наклона 0,04 течет равномерно под действием собственного веса бингамовская жидкость с характеристиками: $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$, $\eta_p = 30 \text{ мПа} \cdot \text{с}$, $\tau_0 = 7,5 \text{ Па}$. Давление на концах трубы атмосферное. Требуется определить расход жидкости при (предполагаемом) ламинарном течении.

Решение

Определим, во-первых, градиенты P_0 и P . Согласно обозначению (4.34),

$$P = \frac{2 \cdot 7,5}{0,05} = 300 \text{ Па/м.}$$

Из уравнений (4.6) и (4.11) можно записать

$$\frac{dp}{dz} + \rho g \frac{dh}{dz} = -P = \text{const.}$$

Поскольку давление на концах трубы одинаково, $dp/dz=0$, в то же время $dh/dz=-0,04$. Следовательно,

$$P = 1200 \cdot 9,81 \cdot 0,04 = 470,88 \text{ Па/м.}$$

Расход определяется из уравнения (4.35):

$$Q = \frac{3,14 \cdot 0,05^4 \cdot 470,88}{8 \cdot 0,030} \left(1 - \frac{4}{3} \frac{300}{470,88} + \frac{1}{3} \frac{300}{470,88^4} \right) = 7,91 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

При тангенсе угла наклона 2,55 течение прекращается, так как $P=P_0$.

Если через τ_p обозначить напряжение сдвига на стенке, равное

$$\tau_p = -\frac{P}{2} R, \quad (4.37)$$

то уравнение (4.35) можно записать по-другому (τ_p вводится по абсолютному значению):

$$Q = \frac{\pi R^3}{4 \eta_p} \left(\tau_p - \frac{4}{3} \tau_0 + \frac{1}{3} \frac{\tau_0^4}{\tau_p^3} \right). \quad (4.38)$$

Если ввести среднюю скорость потока v_m и диаметр трубопровода D , получим

$$\frac{8v_m}{D} = \frac{\tau_p}{\eta_p} \left(1 - \frac{4}{3} \frac{\tau_0}{\tau_p} + \frac{1}{3} \frac{\tau_0^4}{\tau_p^4} \right). \quad (4.39)$$

Величина $8v_m/D$ имеет различные названия: средняя скорость сдвига, кажущаяся (номинальная) скорость сдвига на стенке, функция течения. Она равна скорости деформации жидкости вблизи стенки только для ньютоновских сред, когда значение в скобках в уравнении (4.39) равно единице (см. обобщение Метцнера—Рида).

Из сравнения выражения (4.39) с уравнением Гагена—Пуазейля следует

$$\tau_p = \eta_{ef} 8v_m/D. \quad (4.40)$$

Эффективная вязкость η_{ef} — это вязкость, которая при введении в уравнение Гагена—Пуазейля дает тот же результат, что и точная зависимость $Q=Q(P)$ для любой неньютоновской

среды. Она отличается от кажущейся вязкости, определяемой уравнением (2.14):

$$\eta = \frac{\tau}{dv/dr} = \frac{\tau_p}{(dv/dr)_{r=R}}.$$

Эти два коэффициента вязкости совпадают только для ньютоновских жидкостей. Уравнение Бакингема в двух его модификациях — соотношения (4.35) и (4.39) — проиллюстрировано на рис. 4.3. Следует обратить внимание на нелинейность, которая и отличает это уравнение от уравнения Гагена—Пуазейля.

Для достаточно больших значений P Бингам предположил, что $r_0 \approx 0$; это означает, что вязкопластичное течение имеет место по всему сечению трубы. В этом случае

$$\begin{aligned} Q &= 2\pi \int_0^R \left[\frac{P}{4\eta_p} (R^2 - r^2) - \frac{\tau_0}{\eta_p} (R - r) \right] r dr = \\ &= \frac{2\pi}{\eta_p} \left[\frac{P}{4} \left(\frac{R^4}{2} - \frac{R^4}{4} \right) - \tau_0 \left(\frac{R^3}{2} - \frac{R^3}{3} \right) \right] = \frac{\pi R^3}{4\eta_p} \left(P \frac{R}{2} - \right. \\ &\left. - \frac{4}{3} \tau_0 \right) = \frac{\pi R^3}{4\eta_p} \left(\tau_p - \frac{4}{3} \tau_0 \right) = \frac{\pi R^4 P}{8\eta_p} \left(1 - \frac{4}{3} \frac{P_0}{P} \right). \end{aligned} \quad (4.41)$$

Это уравнение можно представить в другой форме:

$$\frac{8v_m}{D} = \frac{\tau_p}{\eta_p} \left(1 - \frac{4}{3} \frac{\tau_0}{\tau_p} \right). \quad (4.42)$$

Выражение в скобках в уравнении (4.41) отличается от аналогичного в уравнении (4.35) лишь отсутствием последнего слагаемого, которым можно пренебречь, если $P \gg P_0$ (или $\tau_p \gg \tau_0$). Нетрудно показать, что соотношение (4.41) является уравнением асимптоты кривой зависимости (4.35). Аналогично

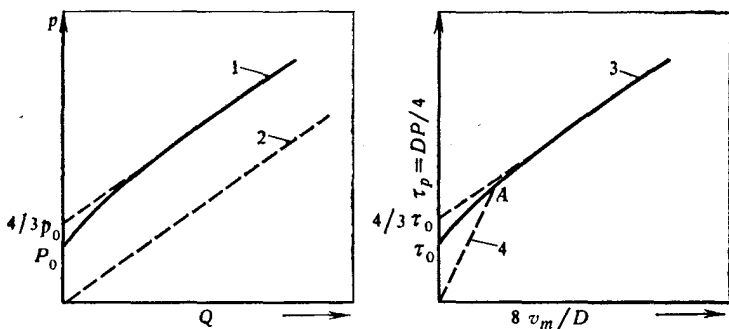


Рис. 4.3. Графическое представление уравнения Бакингема: 1 — бингамовская жидкость; 2 — ньютоновская жидкость; 3 — угол наклона соответствует η_p ; 4 — угол наклона определяет η_{ef} в точке A

асимптота уравнения (4.39) есть уравнение (4.42). Она пересекает ось напряжений ($v_m=0$) при $\tau_p = \frac{1}{3} \tau_0$.

В то же время уравнения (4.40) и (4.42) позволяют определить эффективную вязкость бингамовских жидкостей

$$\eta_{ef, a} = \eta_p + \frac{\tau_0 D}{6v_m}. \quad (4.43)$$

Следует отметить, что η_{ef} и $\eta_{ef, a}$ зависят не только от η_p и τ_0 , но и от средней скорости и диаметра трубы. На рис. 4.3, б η_{ef} характеризует наклон прямой, соединяющей начало координат с точкой на кривой, построенной по уравнению (4.35) (или на ее асимптоте), соответствующей определенному значению $8v_m/D$.

Указанная линейаризация, приписываемая иногда Колдуэллу и Бэббиту [1], часто используется в практических расчетах с целью быстрого решения уравнения (4.41) относительно P , а также для определения реологических параметров η_p и τ_0 (см. также гл. 5).

Проверим приемлемость этой аппроксимации на конкретном примере. Пусть $\tau_p = 2\tau_0$, тогда последний член уравнения (4.39) составит 1/48; им можно пренебречь по сравнению с первыми двумя членами. Определенный таким методом расход Q будет приблизительно на 6 % больше, чем при определении по точной формуле. Из уравнения (4.42) следует, что

$$v_m = 0,833 \frac{D\tau_0}{\eta_p}.$$

В обычных условиях углубления скважины, например при использовании бурового раствора с $\rho = 1300$ кг/м³, $\eta_p = 20$ мПа·с и $\tau_0 = 5$ Па, закачиваемого через бурильную колонну диаметром (внутренним) $D = 100$ мм:

$$v_m = 0,833 \frac{0,1 \cdot 5}{20 \cdot 10^{-3}} = 2,08 \text{ м/с}.$$

Путем определения соответствующего v_m обобщенного критерия Рейнольдса для ньютоновских жидкостей [см. уравнение (4.189)]

$$Re^* = \frac{2,08 \cdot 0,1 \cdot 1300}{20 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 0,1 / (6 \cdot 2,08)} \approx 4500$$

приходим к выводу, что режим течения уже является турбулентным (см. раздел 4.3).

Для снижения погрешности до 2 % (и менее) необходимо, чтобы $\tau_p > 2,5 \tau_0$, тогда $v_m = 3,65$ м/с, а $Re^* = 11\,100$, что указывает на безусловную турбулизацию потока (это можно продемонстрировать и с помощью точного уравнения с использованием чисел Re и Bi , определяемых ниже по уравнениям (4.48), (4.49) и рис. 4.4.

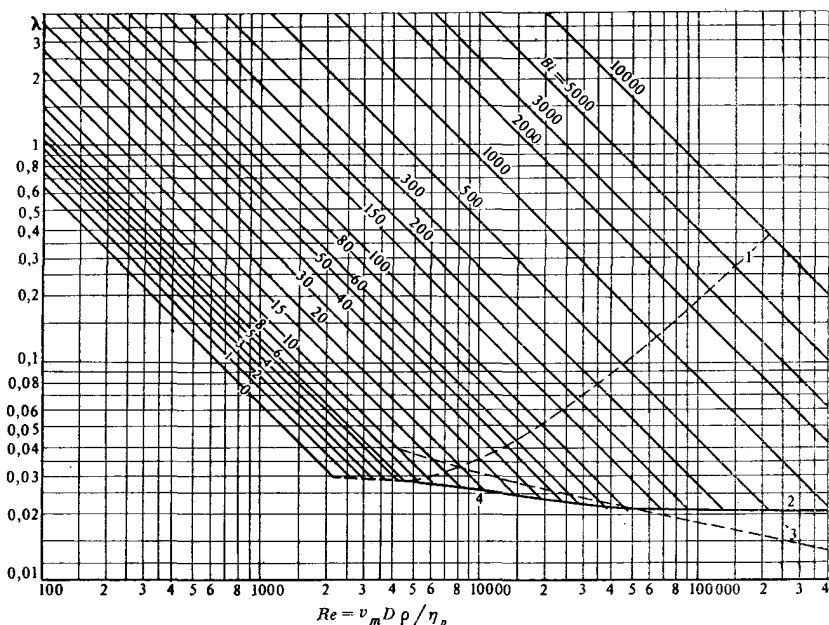


Рис. 4.4. Коэффициенты гидравлического сопротивления λ при течении бингамовских жидкостей в круглых трубах:

1 — конец ламинарного режима течения (по Хэнксу); 2 — турбулентное течение; 3 — кривая Никурадзе; 4 — экспериментальная кривая

Таким образом, в реальных условиях бурения скважины турбулентность наступит раньше, чем линейаризация станет приемлемой.

Хэнкс и Пратт [2] утверждают, что указанная аппроксимация является удовлетворительной только при значениях критерия подобия Хедстрема [определяемого уравнением (4.52)], меньших 10^4 .

Известны и другие упрощения уравнения (4.35), в том числе и предлагаемое Гукасовым [3, 4]. По его мнению, градиент давления, необходимый для движения бингамовской жидкости, состоит из двух компонент: первая для преодоления вязкого трения, вычисляемая по формуле Гагена—Пуазейля (4.36), а вторая для преодоления сил пластичности τ_0 , определяемая из уравнения (4.34):

$$P = P_{\eta_p} + P_{\tau_0} = \frac{8\eta_p Q}{\pi R^4} + \frac{2\tau_0}{R}, \quad (4.44)$$

откуда следует

$$Q = \frac{\pi R^4}{8\eta_p} \left(1 - \frac{\tau_0}{\tau_p}\right) = \frac{\pi R^4}{8\eta_p} \left(1 - \frac{P_0}{P}\right). \quad (4.45)$$

В табл. 4.1 приведены расчетные значения, полученные с помощью двух линеаризаций, в процентах по отношению к точному значению, вычисленному по уравнению (4.35). Погрешности пренебрежимо малы только при $\tau_p \gg \tau_0$. При $\tau_p = 2\tau_0$ расход, вычисленный с помощью уравнения (4.45), более чем на 40 % превышает фактическое значение, определенное по формуле Бакингема, и режим, по всей вероятности, будет турбулентным (см. предыдущий пример).

При бурении скважин, как правило, требуется определять градиенты давления, необходимые для закачивания раствора, расход которого уже установлен. Однако уравнение (4.35) трудно решать относительно P . Есть, разумеется, немало численных решений, представленных в виде таблиц или графиков. Их предлагали Мак-Миллен в 1948 г. [5], Хедстром в 1952 г. [6], Метцнер в 1956 г., Мелроуз и др. в 1958 г. [7], Говье в 1959 г. [8], Розенберг и Мительман в 1961 г. [9] и др.

По определению коэффициент гидравлического сопротивления

$$\lambda = -4 \frac{\tau_p}{\rho v_m^2/2} = 2 \frac{PD}{\rho v_m^2}, \quad (4.46)$$

откуда следует

$$P = \lambda \frac{v_m^2}{2} \frac{\rho}{D}; \quad (4.47)$$

это — зависимость, известная под названием формулы Дарси—Вейсбаха. Безразмерный коэффициент λ представляет собой учетверенное значение соотношения между напряжением сдвига на стенке и кинетической энергией потока, приходящейся на единицу объема.

Посредством анализа размерностей можно показать, что λ является функцией следующих безразмерных групп:

— критерия Рейнольдса для бингамовских жидкостей

$$\text{Re} = \frac{v_m D \rho}{\eta_p}, \quad (4.48)$$

— критерия Бингама (называемого еще критерием Сен-Венана, Ильюшина или пластичности)

$$\text{Bi} = \frac{\tau_0 D}{v_m \eta_p}. \quad (4.49)$$

Т а б л и ц а 4.1

Расчетная формула	$P/P_0 = \tau_p/\tau_0$								
	1,33	1,50	2	2,5	3	5	10	20	40
(4.41)	0	0,6279	0,9412	0,9820	0,9926	0,9993	1,0000	1,0000	1,0000
(4.45)	2,5734	1,8837	1,4118	1,2626	1,1912	1,0901	1,0384	1,0179	1,0086

При использовании этих групп

$$\frac{\tau_0}{\tau_p} = \frac{8\tau_0}{\lambda \rho v_m^2} = \frac{8\tau_0 D}{\lambda v_m \eta_p} \frac{\eta_p}{v_m D \rho} = \frac{8Bi}{\lambda Re}, \quad (4.50)$$

и уравнения Бакингема соотношение (4.39) может быть выражено только через безразмерные величины

$$\frac{1}{\lambda Re} = \frac{1}{64} - \frac{Bi}{6\lambda Re} + \frac{64}{3} \frac{Bi^4}{\lambda^4 Re^4}. \quad (4.51)$$

Это уравнение представлено на рис. 4.4 в виде зависимости λ от Re и Bi в качестве параметров.

Часто используется и третья безразмерная комбинация параметров, предложенная Хедстромом:

$$He = Re \cdot Bi = \frac{\tau_0 D^2 \rho}{\eta_p^2}. \quad (4.52)$$

Преимущество критерия He состоит в том, что в нем отсутствует скорость; он зависит только от характеристик жидкости и от диаметра трубопровода.

Уравнение (4.51) в этом случае принимает такой вид:

$$\frac{1}{\lambda Re} = \frac{1}{64} - \frac{He}{6\lambda Re^2} + \frac{64}{3} \frac{He^4}{\lambda^4 Re^8}, \quad (4.53)$$

а его графическое изображение аналогично представленному на рис. 4.4.

Для ньютоновских жидкостей $Bi = He = 0$, тогда оба уравнения сводятся к формуле Стокса

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (4.54)$$

Здесь

$$Re = \frac{v_m D \rho}{\eta}, \quad (4.55)$$

где η — вязкость ньютоновской жидкости.

Пример 4.2. Вычислить потери давления при ламинарном течении тампонажного цементного раствора, имеющего следующие характеристики: плотность $\rho = 1800 \text{ кг/м}^3$, пластическая вязкость $\eta_p = 50 \text{ мПа} \cdot \text{с}$, предельное напряжение сдвига $\tau_0 = 25 \text{ Па}$, течение происходит в колонне обсадных труб длиной $L = 1000 \text{ м}$ и внутренним диаметром $D = 200 \text{ мм}$.

Расход при циркуляции $Q = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Массовыми силами пренебрегаем.

Решение

Средняя скорость

$$v_m = \frac{4 \cdot 0,020}{3,14 \cdot 0,2^2} = 0,637 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса из уравнения (4.48)

$$Re = \frac{0,637 \cdot 0,2 \cdot 1800}{50 \cdot 10^{-3}} = 4586.$$

Критерий Бингама из уравнения (4.49)

$$Bi = \frac{25 \cdot 0,2}{0,637 \cdot 50 \cdot 10^{-3}} = 157.$$

Из графиков на рис. 4.4 находим $\lambda = 0,32$. Потери давления вычисляем по формуле Дарси — Вейсбаха (4.47):

$$\Delta p = \lambda \frac{v_m^2}{2} \frac{L}{D} \rho;$$

$$\Delta p = 0,32 \frac{0,637^2}{2} \frac{1000}{0,2} 1800 = 0,584 \text{ МПа}.$$

На основании аппроксимации (4.41) получим $\Delta p = 0,692$ МПа, что на 18,5 % больше значения, полученного по точной формуле. По уравнению Гукасова (4.45) получаем $\Delta p = 0,525$ МПа, что меньше точного значения на 10 %.

Пример 4.3. Для условий предыдущего примера определить эффективную вязкость η_{ef} и кажущуюся вязкость η у стенки обсадных труб.

Решение

Напряжение сдвига на стенке вычисляется по формуле (4.37)

$$\tau_p = -\frac{P}{4} D;$$

$$\tau_p = -\frac{0,584 \cdot 10^6 \cdot 0,2}{4 \cdot 1000} = 29,2 \text{ Па}.$$

Средняя скорость сдвига

$$-\frac{8v_m}{D} = -\frac{8 \cdot 0,637}{0,2} = -25,48 \text{ с}^{-1}.$$

Скорость сдвига на стенке можно определить по уравнению (4.27)

$$\left(\frac{dv}{dr}\right)_p = -\frac{\Delta p D}{4\eta_p L} + \frac{\tau_0}{\eta_p};$$

$$\left(\frac{dv}{dr}\right)_p = -\frac{29,2}{0,05} + \frac{7,5}{0,05} = -434 \text{ с}^{-1}.$$

Эффективная вязкость из соотношения (4.40)

$$\eta_{ef} = \frac{29,2}{25,48} = 1,146 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Кажущаяся вязкость на стенке по уравнению (2.14)

$$\eta = \frac{29,2}{434} = 0,0673 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Оба эти значения выше пластической вязкости раствора.

Б. Жидкость Оствальда—де Ваале. С помощью выражения инварианта D из соотношения (4.19) уравнение (3.49) можно записать в виде

$$\eta = K \left| \frac{dv}{dr} \right|^{n-1} = K \left(-\frac{dv}{dr} \right)^{n-1} \quad (4.56)$$

с учетом отрицательного знака скорости деформации при течении в трубах. Тогда уравнение (4.14) примет вид

$$nK \left(\frac{dv}{dr} \right)^{n-1} \frac{d^2v}{dr^2} - \frac{K}{r} \left(-\frac{dv}{dr} \right)^n = -P \quad (4.57)$$

или

$$\frac{K}{r} \frac{d}{dr} \left[r \left(-\frac{dv}{dr} \right)^n \right] = P. \quad (4.58)$$

После первого же интегрирования определяется распределение скорости сдвига (при $r=0$ она равна нулю):

$$-\frac{dv}{dr} = \left(\frac{P}{2K} \right)^{1/n} r^{1/n}. \quad (4.59)$$

Распределение напряжений в потоке, зависящее от реологических характеристик жидкости, определяется уравнением (4.28).

При дополнительном интегрировании с граничным условием (4.17) получим распределение скоростей

$$v = \frac{n}{n+1} \left(\frac{P}{2K} \right)^{\frac{1}{n}} \times \\ \times \left(R^{\frac{n+1}{n}} - r^{\frac{n+1}{n}} \right). \quad (4.60)$$

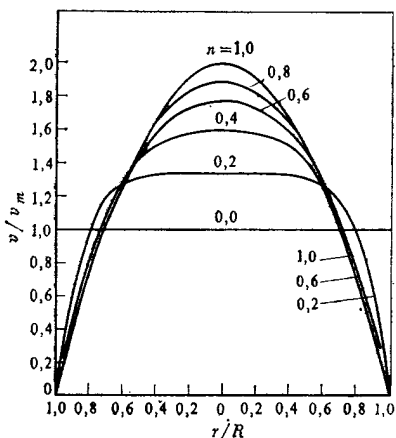


Рис. 4.5. Влияние показателя n на профиль скоростей при ламинарном течении

На рис. 4.5 показано влияние показателя n на профиль скоростей. Отклонение n от единицы ведет к выравниванию (сглаживанию) скоростей.

При низких значениях n в центре трубы скорости сдвига близки к нулю и модель Оствальда—де Ваале не пригодна, так как, согласно уравнению (4.56), $\eta \rightarrow \infty$. Именно поэтому распределение скоростей в этой зоне является приближенным.

Объемный расход

$$Q = 2\pi \int_0^R v r dr = \frac{\pi n}{3n+1} \left(\frac{P}{2K} \right)^{\frac{1}{n}} R^{\frac{3n+1}{n}}. \quad (4.61)$$

При $n=1$ и $K=\eta$ это уравнение сводится к формуле Гагена—Пуазейля (4.36).

Если ввести среднюю скорость v_m и диаметр D , то уравнение (4.61) примет такой вид:

$$v_m = \frac{n}{3n+1} \left(\frac{P}{2K} \right)^{1/n} \frac{D^{\frac{n+1}{n}}}{2^{\frac{n+1}{n}}}. \quad (4.62)$$

Его можно разрешить относительно P :

$$P = 4 \cdot 8^n \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n K \frac{v_m^n}{D^{n+1}}. \quad (4.63)$$

По определению коэффициента гидравлического сопротивления

$$\lambda = 8 \cdot 8^n \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n \frac{K}{v_m^{2-n} D^n \rho} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (4.64)$$

Критерий Re для этой модели записывается так:

$$\text{Re} = 8^{1-n} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n \frac{v_m^{2-n} D^n \rho}{K}. \quad (4.65)$$

Если $n=1$, а $K=\eta$, то выражение будет идентичным критерию Рейнольдса для ньютоновских жидкостей.

Пример 4.4. Через колонну труб диаметром $D=100$ мм и длиной $L=2000$ м с расходом $Q=5 \cdot 10^{-3}$ м³/с ламинарно движется жидкость, подчиняющаяся модели Оствальда—де Ваала с характеристиками: $K=0,50$ Па·с ^{n} и $n=0,60$. Необходимо рассчитать:

- перепад давления;
- максимальную скорость в центре трубы;
- максимальную скорость сдвига.

Решение

А. Средняя скорость

$$v_m = \frac{4 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,1^2} = 0,637 \text{ м/с.}$$

По уравнению (4.63) перепад давления

$$\Delta p = 4 \cdot 8^{0,6} \left(\frac{3 \cdot 0,6 + 1}{4 \cdot 0,6} \right)^{0,6} \frac{0,50 \cdot 0,637^{0,6}}{0,1^{0,6+1}} 2000 = 0,467 \text{ МПа.}$$

Б. Подстановкой уравнения (4.62) в формулу (4.60) получим

$$v = \frac{3n+1}{n+1} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] v_m. \quad (4.60')$$

При $r=0$

$$v_{\max} = \frac{3n+1}{n+1} v_m;$$

$$v_{\max} = \frac{3 \cdot 0,6 + 1}{0,6 + 1} v_m = 1,75 v_m;$$

$$v_{\max} = 1,75 \cdot 0,637 = 1,115 \text{ м/с.}$$

Для ньютоновских жидкостей ($n=1$) $v_{\max}=2v_m$.

В. Путем дифференцирования уравнения (4.60') находим

$$-\frac{dv}{dr} = \frac{3n+1}{nR} \left(\frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{n}} v_m.$$

По абсолютному значению максимальная скорость сдвига на стенке трубы

$$-\left(\frac{dv}{dr}\right)_R = \frac{3n+1}{nR} v_m;$$

$$\left(\frac{-dv}{dr}\right)_R = \frac{3 \cdot 0,6 + 1}{0,6 \cdot 0,05} v_m = 93,33 \quad v_m = 59,45 \text{ с}^{-1}.$$

В. Жидкость Гершеля — Балкли. Согласно соотношению (4.19), уравнение (3.50) примет вид

$$\eta = s \frac{\tau_0}{dv/dr} + K \left| \frac{dv}{dr} \right|^{n-1} = -\frac{\tau_0}{dv/dr} + K \left(-\frac{dv}{dr} \right)^{n-1}. \quad (4.66)$$

Ранее принималось, что $s=-1$, поскольку в трубах $dv/dr < 0$.

Подстановкой этого выражения в уравнение (4.14) получим

$$-P = -\frac{\tau_0}{r} - \frac{K}{r} \left(-\frac{dv}{dr} \right)^n + Kn \left(-\frac{dv}{dr} \right)^{n-1} \frac{d^2v}{dr^2} \quad (4.67)$$

или

$$\frac{K}{r} \frac{d}{dr} \left[r \left(-\frac{dv}{dr} \right)^n \right] = P - \frac{\tau_0}{r}. \quad (4.68)$$

После первого интегрирования получим распределение скоростей сдвига

$$-\frac{dv}{dr} = \frac{1}{K^{1/n}} \left(P \frac{r}{2} - \tau_0 \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (4.69)$$

Последующее интегрирование при $v=0$, когда $r=R$, даст распределение скоростей вне жесткого ядра течения

$$v = \frac{2n}{n+1} \frac{1}{K^{1/n} P} \left[\left(\frac{PR}{2} - \tau_0 \right)^{\frac{n+1}{n}} - \left(\frac{Pr}{2} - \tau_0 \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]. \quad (4.70)$$

Радиус не подвергнутого касательному сдвигу жесткого ядра течения может быть определен из выражения (4.69) при $dv/dr=0$ и аналогичен выражению (4.29).

Скорость движения жесткого ядра

$$v_0 = v|_{r=r_0} = \frac{n}{n+1} \left(\frac{P}{2K} \right)^{\frac{1}{n}} (R-r_0)^{\frac{n+1}{n}}. \quad (4.71)$$

Объемный расход

$$Q = \frac{8\pi}{K^{1/n} P^3} \left(\frac{PR}{2} - \tau_0 \right)^{\frac{n+1}{n}} \left[\frac{n}{3n+1} \left(\frac{PR}{2} - \tau_0 \right)^2 + \right. \\ \left. + \frac{2n\tau_0}{2n+1} \left(\frac{PR}{2} - \tau_0 \right) + \frac{n}{n+1} \tau_0^2 \right] \quad (4.72)$$

или

$$Q = \frac{8\pi n}{K^{1/n} P^3} (\tau_p - \tau_0)^{\frac{n+1}{n}} \left[\frac{(\tau_p - \tau_0)^2}{3n+1} + \right. \\ \left. + \frac{2\tau_0(\tau_p - \tau_0)}{2n+1} + \frac{\tau_0^2}{n+1} \right], \quad (4.73)$$

где τ_p используется по абсолютному значению.

При $n=1$ и $K=\eta_p$ это соотношение сводится к формуле Бакингема (4.38), а если и $\tau_0=0$, то — к уравнению Пуазейля (4.36).

Уравнение (4.72) можно решить относительно P только методом последовательных приближений. В качестве первого приближения можно использовать уравнение Бакингема ($n=1$). Действительный градиент давления будет несколько меньше, чем градиент, полученный с использованием этого уравнения.

Аналогичным образом были получены соотношения между расходом и градиентом давления для жидкостей других типов.

Так, Хэнкс [10] получил решение для модели Пауэлла—Эйринга; Метер и Бирд [11] — для модели с четырьмя параметрами Метера; ле Фюр и Мартин [12] — для модели Бриана.

Вообще модели со многими параметрами трудно интегрировать аналитическим способом, а численным методом удастся интегрировать лишь некоторые модели; однако полученными результатами численного решения зачастую трудно оперировать. Более подробные сведения о таких моделях можно найти в публикациях [8, 13, 14, 15, 16].

Г. Обобщение Метцнера — Рида. В принципе, если реологическое уравнение какой-либо жидкости известно, определить зависимость расход—перепад давления можно путем интегрирования уравнений движения. И наоборот, по данным расход—перепад давления, полученным в капиллярном вискозиметре, можно оценить реологические параметры при условии, что реологическая модель известна.

Однако часто бывает трудно идентифицировать реологическое поведение жидкости с известной моделью. Не менее труд-

ным и недостаточно точным может оказаться определение реологических параметров. Кроме того, многие жидкости имеют тенденцию к смене модели реологического поведения с изменением температуры, давления и химического состава. Даже в неизменных условиях для точного описания поведения жидкости в широком диапазоне скоростей сдвига иногда необходимы или разные значения реологических параметров для различных интервалов этого диапазона, или даже смена реологической модели.

Поэтому желательно разработать общую методику, приемлемую для любого типа жидкости; она должна позволять рассчитывать перепады давления в колонне труб, например, с помощью экспериментальных данных расход—давление, полученных при замерах в другой колонне или в капиллярном вискозиметре.

Такое обобщение было предложено Метцнером и Ридом в 1955 г. [17] для прямых трубопроводов; оно приемлемо для любой неньютоновской жидкости с предельным напряжением сдвига или без него, но только без тиксотропных или реопект-ных свойств и при отсутствии проскальзывания жидкости на стенке. Впоследствии это обобщение стало применяться и для течений в узких кольцевых зазорах, а также в пространстве между двумя параллельными плоскостями [18] и в прямоуголь-ных трубах [16].

Прежде всего необходимо установить более общее соотношение между расходом и напряжением сдвига на стенке для ламинарного установившегося течения какой-либо жидкости через цилиндрическую трубу.

Объемный расход

$$Q = 2\pi \int_0^R v r dr = \pi \int_0^{R^2} v d(r^2). \quad (4.74)$$

Путем интегрирования по частям получим

$$Q = \pi [v r^2 - \int_0^{R^2} r^2 dv] = -\pi \int_0^{R^2} r^2 dv; \quad (4.75)$$

первый член опущен, так как при $r=R$ $v=0$.

Из уравнений (4.28) и (4.37) следует, что

$$\tau = \tau_p r / R. \quad (4.76)$$

Поскольку в жидкости с характеристиками, независимыми от времени, скорость деформации является функцией только напряжения сдвига

$$\frac{dv}{dr} = \frac{\tau}{\eta(\tau)}, \quad (4.77)$$

уравнение (4.75) примет вид

$$Q = -\pi \int_0^{R^2} r^2 \frac{\tau}{\eta(\tau)} dr = -\frac{\pi R^3}{\tau_p^3} \int_0^{\tau_p} \frac{\tau^3}{\eta(\tau)} d\tau. \quad (4.78)$$

В других обозначениях это уравнение имеет вид

$$\frac{8v_m}{D} = -\frac{4}{\tau_p^3} \int_0^{\tau_p} \frac{\tau^3}{\eta(\tau)} d\tau \quad (4.79)$$

или

$$\frac{8v_m}{D} = \frac{4}{(PD/4)^3} \int_0^{\frac{-PD}{4}} \frac{\tau^3}{\eta(\tau)} d\tau. \quad (4.80)$$

Если функция $\eta(\tau)$ известна, уравнение (4.78) интегрируется и в результате получается соотношение между расходом Q и градиентом давления P . Это можно показать на примерах ньютоновских, бингамовских и других сред.

Для известной реологической модели жидкости значение интеграла в уравнении (4.78) зависит только от его пределов. Это означает, что кривая зависимости $8v_m/D$ от $PD/4$ будет однозначной: она определяется только реологическими характеристиками жидкости и не зависит от диаметра или длины колонны труб. Следовательно, соотношение расход — перепад давления можно установить с помощью капиллярного вискозиметра в интересующем диапазоне значений $8v_m/D$, а затем это соотношение можно использовать для расчета перепада давления в любой колонне. В частности, если значения $8v_m/D$ в вискозиметре и колонне труб одинаковы, то и значения $PD/4$ будут идентичными.

Дифференцируя уравнение (4.80) по $PD/4$, получим

$$\frac{d(8v_m/D)}{d(PD/4)} = \frac{-12}{(PD/4)^4} \int_0^{\frac{-PD}{4}} \frac{\tau^3}{\eta(\tau)} d\tau - \frac{4}{\eta(-PD/4)}. \quad (4.81)$$

Используя уравнения (4.77) и (4.80), получим зависимость для скорости сдвига на стенке

$$-\left(\frac{dv}{dr}\right)_p = \frac{1}{4} \frac{PD}{4} \frac{d(8v_m/D)}{d(PD/4)} + \frac{3}{4} \left(\frac{8v_m}{D}\right). \quad (4.82)$$

Это выражение представляет собой уравнение Рабиновича—Муни. При течении ньютоновских жидкостей величина $8v_m/D$ является фактической скоростью сдвига на стенке.

Метцнер и Рид записали уравнение (4.82) в таком виде:

$$-\left(\frac{dv}{dr}\right)_p = \frac{8v_m}{D} \left[\frac{3}{4} + \frac{1}{4} \frac{d \ln(8v_m/D)}{d \ln(PD/4)} \right] \quad (4.83)$$

или

$$-\left(\frac{dv}{dr}\right)_p = \frac{3n' + 1}{4n'} \frac{8v_m}{D}, \quad (4.84)$$

где

$$n' = \frac{d \ln (PD/4)}{d \ln (8v_m/D)}. \quad (4.85)$$

Согласно этому обозначению, n' представляет собой наклон кривой $PD/4 = f(8v_m/D)$ в логарифмических координатах.

Из отношения (4.85) следует, что

$$\frac{PD}{4} = K' \left(\frac{8v_m}{D} \right)^{n'}. \quad (4.86)$$

В логарифмических координатах это выражение является уравнением тангенса наклона кривой $PD/4 = f(8v_m/D)$. K' — точка пересечения этой кривой с осью $PD/4$ при $8v_m/D = 1$. В общем случае указанная зависимость нелинейна, а K' и n' не являются постоянными, а изменяются в зависимости от кажущейся скорости деформации на стенке.

Таким образом, если известны данные о соотношении давление—расход, полученные в одном или даже в нескольких капиллярных вискозиметрах, можно построить кривую $PD/4 = f(8v_m/D)$ и определить графически (в различных точках) параметр n' . Подставляя эти значения в уравнение (4.84), получаем скорость сдвига на стенке для каждого значения τ_p , а в итоге можно построить реограмму соответствующей жидкости (см. главу 5).

Легко заметить сходство уравнений (4.86) и (2.15), в которых $K = \text{const}$ и $n = \text{const}$. Однако последнее уравнение необходимо интегрировать, чтобы определить соотношение расход—давление, тогда как выражение (4.86) непосредственно дает возможность рассчитать градиент давления (более подробно см. [19], с. 63).

Из уравнений (4.84) и (4.86) можно получить

$$\tau_p = K' \left(\frac{4n'}{3n' + 1} \right)^{n'} \left| \frac{dv}{dr} \right|_p^{n'-1} \left(\frac{dv}{dr} \right)_p. \quad (4.87)$$

Нетрудно сделать заключение, что для жидкостей Оствальда—де Ваале

$$n = n'; \quad (4.88)$$

$$K = K' \left(\frac{4n'}{3n' + 1} \right)^{n'}. \quad (4.89)$$

Параметр n' называют показателем поведения при течении; он характеризует степень отклонения жидкости от ньютоновского поведения, а K' — индекс консистенции, который увели-

чивается с ростом концентрации твердой фазы и уменьшается с повышением температуры, тогда как n' меняется незначительно.

Подстановкой выражения (4.86) в уравнение (4.46) получим зависимость для коэффициента гидравлического сопротивления

$$\lambda = 4 \frac{K' (8v_m/D)^{n'}}{\rho v_m^2/2} = \frac{8^{1+n'} K'}{v_m^{2-n'} D^{n'} \rho} = \frac{64}{\text{Re}}, \quad (4.90)$$

где

$$\text{Re} = 8^{1-n'} \frac{v_m^{2-n'} D^{n'} \rho}{K'}. \quad (4.91)$$

Критерий Рейнольдса в виде соотношения (4.91) приводится к выражению (4.55) для ньютоновских жидкостей и к уравнению (4.65) для жидкостей Оствальда—де Ваале.

Критерий Re [см. соотношение (4.91)] позволяет определить режим течения, а также рассчитать перепады давления при турбулентном течении.

Доказывая пригодность своего обобщения для любого типа жидкости, Метцнер [20] определил одновременно соотношения между K' и n' , а также реологическими параметрами других моделей.

Например, для модели Оствальда—де Ваале он получил такое соотношение между n' и n :

$$n = \frac{n'}{1 - \frac{1}{3n' + 1} \frac{dn'}{d \ln(PD/4)}}. \quad (4.92)$$

Если зависимость $\ln(PD/4) = f[\ln(8v_m/D)]$ является линейной, то $n' = \text{const}$ и $n = n'$. В самом общем случае n' отличается от n .

На практике было установлено, что реологическое поведение любой жидкости может быть поинтервально описано моделью Оствальда—де Ваале. В этом случае в соответствующих диапазонах скоростей деформации используются уравнения (4.88) и (4.89). Формула (4.86) запишется так:

$$\frac{PD}{4} = K \left(\frac{3n + 1}{4n} \right)^n \left(\frac{8v_m}{D} \right)^n. \quad (4.93)$$

Если известна реограмма, например построенная с помощью ротационного вискозиметра с очень узким кольцевым зазором, то ее аппроксимация по частям с помощью модели Оствальда—де Ваале позволяет построить кривую $PD/4 = f(8v_m/D)$ путем использования уравнения (4.93). Таким образом, можно довольно просто вычислить перепады давления в колонне труб. Режим течения определяется значением числа Re .

Можно сделать вывод, что обобщение Метцнера—Рида целесообразно использовать тогда, когда реологическое поведение жидкости не может быть описано простой моделью или когда существуют экспериментальные данные о расходе и давлении, полученные в капиллярных вискозиметрах или в промышленных трубопроводах. Однако для простых случаев (в том числе для жидкостей Бингама или Оствальда—де Ваале) установленные ранее соотношения являются более приемлемыми, так как они не требуют графического определения параметров n' и K' и, кроме того, позволяют более точно установить режим течения жидкости.

Пример 4.5. Определить перепад давления в колонне труб длиной $L=1000$ м и диаметром $D=100$ мм, в которой с расходом $Q=10 \cdot 10^{-3}$ м³/с течет жидкость с теми же реологическими характеристиками, что и в примере 5.1, т. е. располагаем кривой $8v_m/D=f(PD/4)$.

Решение

Вычисляется величина

$$\frac{8v_m}{D} = \frac{32Q}{\pi D^3};$$

$$\frac{8v_m}{D} = \frac{32 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 0,1^3} = 101,86 \text{ с}^{-1}.$$

Из графиков на рис. 5.1 находим, что $PD/4=7$ Па.

Перепад давления

$$\Delta p = LP = \frac{4L}{D} \frac{PD}{4}; \quad \Delta p = \frac{4 \cdot 1000}{0,1} \cdot 7 = 0,28 \text{ МПа}.$$

Пример 4.6. Решить предыдущую задачу с использованием критерия Рейнольдса в определении Метцнера и Рида и вычислить эффективную вязкость жидкости в данных условиях. Плотность жидкости $\rho=1200$ кг/м³.

Решение

Средняя скорость

$$v_m = \frac{4Q}{\pi D^3};$$

$$v_m = \frac{4 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 0,1^3} = 1,273 \text{ м/с}.$$

Прямая, проходящая через точку с ординатой $8v_m/D=101,86 \text{ с}^{-1}$, имеет параметры: $n'=0,26$ и $K=21 \text{ Па} \cdot \text{с}^n$ (см. также табл. 5.1).

Число Рейнольдса по соотношению (4.91)

$$\text{Re} = 8^{1-0,26} \cdot \frac{1,273^{2-0,26} \cdot 0,1^{0,26} \cdot 1200}{2,1} = 2226.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления

$$\lambda = \frac{64}{2226} = 0,02875.$$

По формуле Дарси — Вейсбаха перепад давления

$$\Delta p = 0,02875 \frac{1,273^3}{2} \frac{1000}{0,1} \cdot 1200 = 0,28 \text{ МПа.}$$

Эффективная вязкость

$$\eta_{ef} = \frac{PD}{4} \left/ \frac{8v_m}{D} \right.;$$

$$\eta_{ef} = \frac{7}{101,86} = 0,0687 \text{ Па} \cdot \text{с.}$$

Число Рейнольдса теперь можно вычислить и по формуле

$$Re = \frac{v_m D \rho}{\eta_{ef}};$$

$$Re = \frac{1,273 \cdot 0,1 \cdot 1200}{0,0687} = 2224,$$

что очень близко к предыдущему значению.

Пример 4.7. На шестискоростном ротационном вискозиметре Фанн модели 35 были зарегистрированы следующие показания: $\Phi_{600}=102$; $\Phi_{300}=73$; $\Phi_{200}=62$; $\Phi_{100}=42$; $\Phi_6=6,5$ и $\Phi_3=4$ (цифры в индексе характеризуют частоту вращения цилиндра). Рассчитать перепад давления в колонне обсадных труб с внутренним диаметром $D=200$ мм и длиной $L=2000$ м, через которую закачивается исследуемый раствор с расходом $Q=30 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Решение

Вычисляем напряжения и скорости сдвига, соответствующие шести частотам вращения по формулам (5.75) и (5.76). Например, для $n_c=600$ об/мин

$$\tau_{600} = 0,511 \cdot 102 = 52,12 \text{ Па.}$$

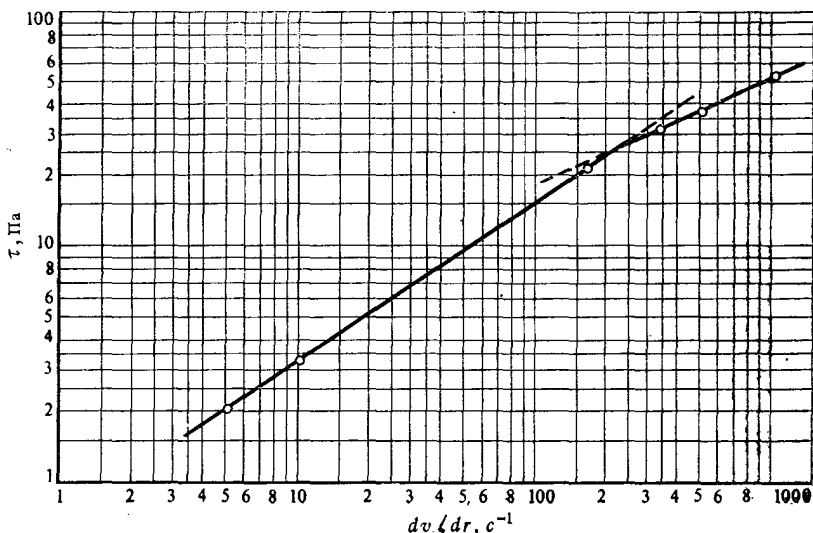


Рис. 4.6. Реограмма жидкости, рассматриваемой в примере 4.7

На диаграмме в логарифмическом масштабе (рис. 4.6) видно, что первые три точки расположены на одной прямой, а последние — на другой. Вычисляем параметр

$$\frac{8v_m}{D} = \frac{32Q}{\pi D^3};$$

$$\frac{8v_m}{D} = \frac{33 \cdot 0,03}{3,14 \cdot 0,2^3} = 38,2 \text{ с}^{-1}.$$

Предположим, что скорость деформации на стенке находится по данным первой прямой. С помощью координат двух точек на ней определяем параметры n' и K :

$$n' = n = \frac{\lg(\tau_2/\tau_1)}{\lg[(dv/dr)_1/(dv/dr)_2]};$$

$$n' = \frac{\lg(15,3/3,3)}{\lg(100/10)} = 0,667;$$

$$K = \frac{\tau_2}{(dv/dr)_2^n};$$

$$K = \frac{15,3}{100^{0,667}} = 0,71 \text{ Па} \cdot \text{с}^n.$$

По формуле (4.84) определим скорость сдвига на стенке труб

$$-\left(\frac{dv}{dr}\right)_p = \frac{3 \cdot 0,667 + 1}{4 \cdot 0,667} \cdot 38,2 = 43 \text{ с}^{-1}.$$

На рис. 4.6 определяем соответствующее напряжение сдвига на стенке труб $-\tau_p \approx 8,8 \text{ Па}$.

Перепад давления

$$\Delta p = \frac{4L\tau_p}{D};$$

$$\Delta p = \frac{4 \cdot 2000 \cdot 8,8}{0,2} = 0,352 \text{ МПа}.$$

Можно также воспользоваться уравнением (4.93)

$$\Delta p = \frac{4L}{D} \frac{PD}{4};$$

$$\Delta p = \frac{4 \cdot 2000}{0,2} \cdot 0,71 \left(\frac{3 \cdot 0,667 + 1}{4 \cdot 0,667} \right)^{0,667} \cdot 38,2^{0,667} = 0,348 \text{ МПа}.$$

4.1.2. Кольцевое пространство между двумя соосными круговыми цилиндрами

Рассмотрим кольцевой зазор, образованный двумя concentрическими цилиндрами внутренним радиусом R_1 и внешним радиусом R_2 , имеющими достаточную длину по отношению к по-

перечным размерам (рис. 4.7). Принимаются те же допущения, что и в начале этой главы, т. е. течение ламинарное, установившееся и т. д.

Скорость имеет в данном случае лишь одну компоненту $v_3 = v$. В цилиндрических координатах z , r и θ для сохранения симметрии v является функцией только радиуса.

Распределение скоростей определяется из уравнения (4.14) при следующих граничных условиях:

$$v|_{r=R_1} = 0; \quad (4.94)$$

$$v|_{r=R_2} = 0, \quad (4.95)$$

а напряжение сдвига — из уравнения (4.16).

А. Бингамовские жидкости. В различных вариациях эту задачу решали Воларович и Гуткин [21], Лэрд [22], Паслеу и Слибар [23], Фредриксон и Бирд [24].

Уравнение (4.21) остается справедливым при $s = \pm 1$. К граничным условиям (4.94) и (4.95) добавляется еще одно — на поверхности пластичности S_p :

$$\left. \frac{dv}{dr} \right|_{S_p} = 0. \quad (4.96)$$

В соответствии с условиями прилипания к стенкам [см. соотношения (4.94) и (4.95)] с увеличением радиуса ($s=1$) вначале скорость возрастает от 0 до $r=R_1$, а затем снижается до 0 ($s=-1$) при $r=R_2$. Непрерывность распределения скоростей сдвига вызывает предположение о переходе от $dv/dr > 1$ к $dv/dr < 1$ через $dv/dr = 0$. Однако этот факт, как подчеркивалось в главе 3, предполагает не наличие максимума, а существование кольцевой зоны без сдвига, которая перемещается как жесткое ядро между двумя кольцевыми областями вязкопластичного течения.

Интегрирование уравнения (4.21) при граничных условиях (4.94) и (4.95) дает

$$v_1 = \frac{P}{4\eta_p} (R_1^2 - r^2) + \frac{\tau_0}{\eta_p} (R_1 - r) - \frac{A_1}{\eta_p} \ln \frac{R_1}{r} \quad (4.97)$$

при $R_1 \leq r \leq r_1$

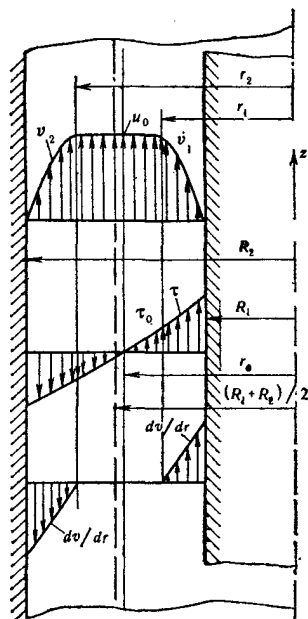


Рис. 4.7. Распределения скоростей, напряжений и скоростей сдвига при ламинарном течении бингамовской жидкости в кольцевом пространстве

и

$$v_2 = \frac{P}{4\eta_p} (R_2^2 - r^2) - \frac{\tau_0}{\eta_p} (R_2 - r) - \frac{A_2}{\eta_p} \ln \frac{R_2}{r}$$

$$\text{при } r_2 \leq r \leq R_2, \quad (4.98)$$

где r_1 и r_2 — радиусы границы кольцевой зоны бессдвигового движения (твердого ядра течения) (см. рис. 4.7). Скорость u_0 этого ядра можно определить либо из уравнения (4.97) при $r=r_1$, либо из уравнения (4.98) при $r=r_2$. A_1 и A_2 — константы интегрирования.

Скорость сдвига в двух сдвиговых областях

$$\frac{dv}{dr} = -\frac{P}{2\eta_p} r - \frac{\tau_0}{\eta_p} + \frac{A_1}{\eta_p} \frac{1}{r}; \quad (4.99)$$

$$\frac{dv_2}{dr} = -\frac{P}{2\eta_p} r + \frac{\tau_0}{\eta_p} + \frac{A_2}{\eta_p} \frac{1}{r}. \quad (4.100)$$

Напряжения сдвига можно определить подстановкой полученных соотношений сначала в уравнение (4.20), а затем в уравнение (4.16):

$$\tau_1 = \frac{A_1}{r} - \frac{Pr}{2}; \quad (4.101)$$

$$\tau_2 = \frac{A_2}{r} - \frac{Pr}{2}. \quad (4.102)$$

Можно доказать, что $A_1 = A_2$. Действительно, записав условие равновесия для всей области течения в виде суммы сил давления и сил сопротивления на стенке, получим

$$\begin{aligned} \pi (R_2^2 - R_1^2) P + 2\pi \left[-R_1 \left(\frac{A_1}{R_1} - \frac{PR_1}{2} \right) + \right. \\ \left. + R_2 \left(\frac{A_2}{R_2} - \frac{PR_2}{2} \right) \right] = 0 \end{aligned} \quad (4.103)$$

или

$$(R_2^2 - R_1^2) P - 2A_1 + 2A_2 + P(R_1^2 - R_2^2) = 0, \quad (4.104)$$

откуда следует, что $A_1 = A_2$. Уравнения (4.101) и (4.102) характеризуют тангенциальные напряжения на поверхностях, нормальных к \vec{r} .

Следовательно, уравнения (4.101) и (4.102) можно записать в обобщенной форме

$$\tau = \frac{A}{r} - \frac{Pr}{2}, \quad (4.105)$$

приемлемой для обеих областей вязкопластичного течения и

фактически для всего диапазона (в зоне квазитвердого ядра уравнения движения не позволяют определить напряжения, однако это можно сделать исходя из условия статического равновесия).

При течении в кольцевом зазоре существует цилиндрическая поверхность радиусом r_0 , на которой напряжения равны нулю:

$$A = \frac{Pr_0^2}{2}; \quad (4.106)$$

$$\tau = \frac{P}{2} \left(\frac{r_0^2}{r} - r \right). \quad (4.107)$$

Внутри кольцевой зоны квазитвердого ядра, ограниченной радиусами r_1 и r_2 , $|\tau| < \tau_0$. Условие (4.96), записанное на двух поверхностях пластичности, имеет вид

$$\frac{A}{r_1} - \frac{P}{2} r_1 - \tau_0 = 0; \quad (4.108)$$

$$\frac{A}{r_2} - \frac{P}{2} r_2 + \tau_0 = 0. \quad (4.109)$$

С учетом условия $v_1(r_1) = v_2(r_2)$ из этих уравнений следует

$$A = \frac{\frac{P}{4}(R_2^2 - R_1^2) - \frac{P}{4}(r_2^2 - r_1^2) - \tau_0(R_2 - R_1) + \tau_0(r_2 + r_1)}{\ln \frac{r_1}{r_2} - \frac{R_2}{R_1}}. \quad (4.110)$$

Из уравнений (4.108) и (4.109) следует также, что

$$r_2 - r_1 = 2\tau_0/P; \quad (4.111)$$

$$A = \frac{P}{2} r_1 r_2. \quad (4.112)$$

Для действительного возникновения течения необходимо, чтобы $r_1 > R_1$ и $r_2 < R_2$, т. е.

$$P > \frac{2\tau_0}{R_2 - R_1}. \quad (4.113)$$

В принципе совместным решением уравнений (4.110) — (4.112) можно определить константы r_1 , r_2 и A , а в конечном счете — распределение скоростей, напряжений и скоростей сдвига. Приравняв выражения (4.110) и (4.112), получим уравнение, не зависящее от реологических свойств жидкости:

$$2r_1 r_2 \ln \frac{r_1 R_2}{r_2 R_1} - (R_2^2 - R_1^2) - (r_2^2 - r_1^2) + 2(R_1 + R_2)(r_2 - r_1) = 0. \quad (4.114)$$

Систему уравнений (4.111) и (4.114) можно решить методом последовательных приближений для заданных значений P .

Объемный расход Q , соответствующий градиенту давления P , можно определить из уравнения

$$Q = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} v r dr = 2\pi \int_{R_1}^{r_1} v_1 r dr + 2\pi u_0 \int_{r_1}^{r_2} r dr + 2\pi \int_{r_2}^{R_2} v_2 r dr.$$

После интегрирования и различных преобразований получим

$$Q = \frac{\pi P}{8\eta_p} \left[(R_2^4 - R_1^4) - 2r_1 r_2 (R_2^2 - R_1^2) - \frac{4}{3} (R_2^3 + R_1^3) (r_2 - r_1) + \right. \\ \left. + \frac{1}{3} (r_2 - r_1) (r_2 + r_1)^3 \right]. \quad (4.115)$$

Поскольку это уравнение содержит константы r_1 и r_2 , его можно решить совместно с уравнениями (4.111) и (4.114) только численным или графическим способом.

Для ньютоновских жидкостей $\tau_0 = 0$, $r_2 = r_1 = r_0$ и из выражения (4.114) следует, что

$$r_0^2 = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 \ln (R_2/R_1)}, \quad (4.116)$$

Тогда уравнение (4.115) приводится к формуле Буссинеска:

$$Q = \frac{\pi P}{8\eta_p} \left[(R_2^4 - R_1^4) - \frac{(R_2^2 - R_1^2)^2}{\ln (R_2/R_1)} \right]. \quad (4.117)$$

Используя безразмерные величины и численные методы расчета, Фредриксон и Бирд построили графики, позволяющие определить радиусы r_1 и r_2 , скорость движения жесткого ядра и расход при известном градиенте давления или градиент давления при известном расходе.

Введем обозначения:

$$\bar{r}_1 = r_1/R_2; \quad \bar{r}_2 = r_2/R_2; \quad \bar{R} = R_1/R_2; \\ \bar{P} = \frac{PR_2}{2\tau_0}; \quad \bar{Q} = \frac{8\eta_p Q}{\pi R_2^4 P}; \quad \bar{v} = \frac{2\eta_p v}{PR_2^2}. \quad (4.118)$$

С учетом этих безразмерных параметров и зависимости для r_1 из выражения (4.111), уравнения (4.114) и (4.115) примут вид

$$2\bar{r}_2 \bar{P} (\bar{r}_2 \bar{P} - 1) \ln \frac{\bar{r}_2 \bar{P} - 1}{\bar{r}_2 \bar{R} \bar{P}} - \bar{P}^2 + (1 + \bar{P} \bar{R})^2 + 2\bar{P} (1 - \bar{r}_2) = 0; \quad (4.119)$$

$$\bar{P}^4 \bar{Q} = \bar{P}^4 (1 - \bar{R}^4) - 2\bar{r}_2 \bar{P}^3 (\bar{r}_2 \bar{P} - 1) (1 - \bar{R}^2) - \frac{4}{3} \bar{P}^3 (1 + \bar{R}^3) +$$

$$+ \frac{1}{3} (2\bar{r}_2\bar{P} - 1)^3. \quad (4.120)$$

Первое уравнение решается численным методом, результаты представлены на рис. 4.8. Оно позволяет определить радиусы жесткого ядра r_1 и r_2 для различных соотношений размеров кольцевого пространства при условии, что градиент давления P известен. Отмечается уменьшение размеров кольцевого квазитвердого ядра потока $(r_2 - r_1)$ с увеличением P , а также с уменьшением динамического напряжения сдвига τ_0 .

При известном \bar{r}_2 можно численным методом решить второе уравнение и определить

$$\bar{P}\bar{Q} = \frac{4\eta_p Q}{\pi R_2^3 \tau_0}. \quad (4.121)$$

Решение представлено графически на рис. 4.9. Независимость выражения (4.121) от P дает возможность использовать этот график двояко: для определения расхода или перепада давления.

Скорость движения жесткого ядра потока в безразмерных переменных

$$\bar{u}_0 = \frac{1 - \bar{r}_2^2}{2} - \frac{1}{\bar{P}} (1 - \bar{r}_2) - \frac{\bar{r}_2}{\bar{P}} (\bar{r}_2 \bar{P} - 1) \ln \frac{1}{\bar{r}_2}. \quad (4.122)$$

Ее изменение в зависимости от P показано на рис. 4.10.

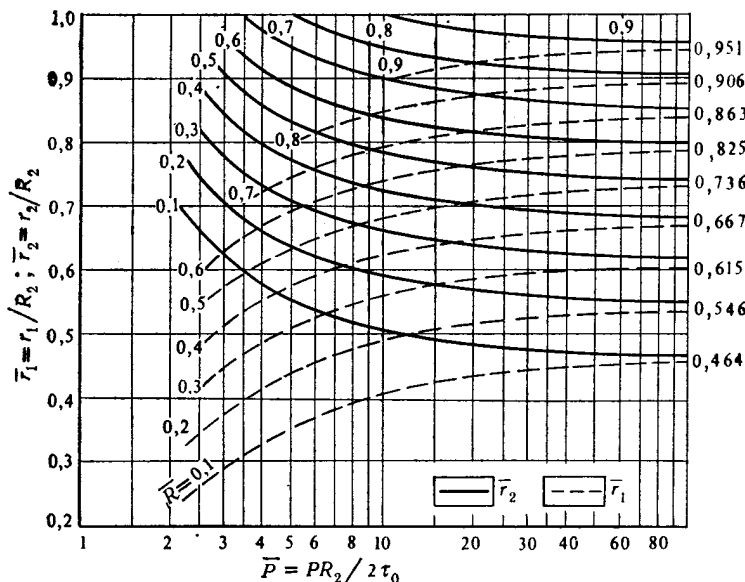


Рис. 4.8. Радиальные размеры кольцевого жесткого ядра течения, зависящие от градиента давления

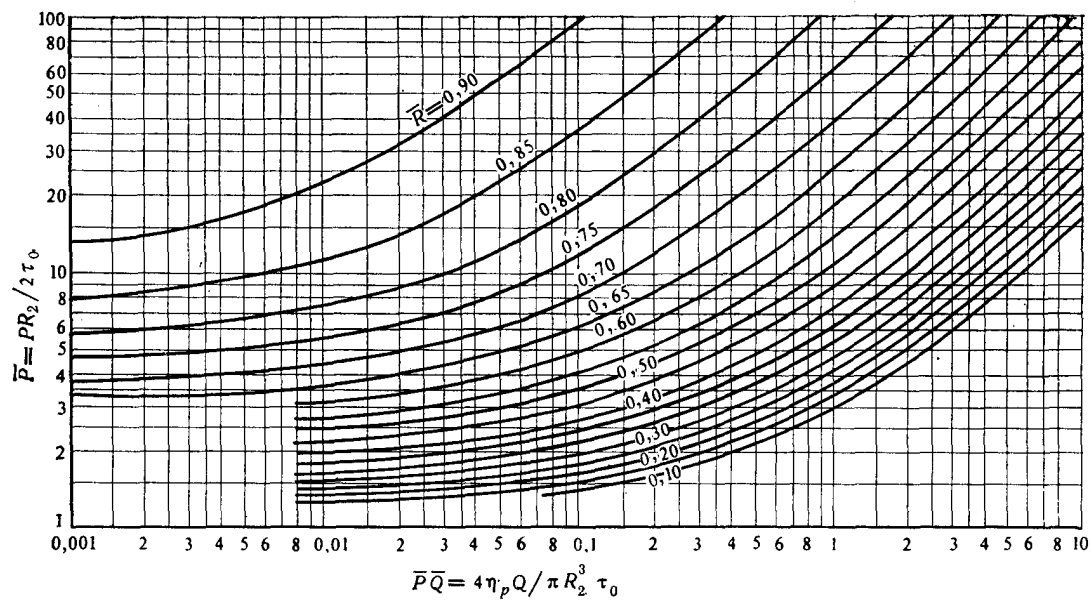


Рис. 4.9. Зависимость расход—градиент давления при тчении бингамовской жидкости в кольцевом пространстве

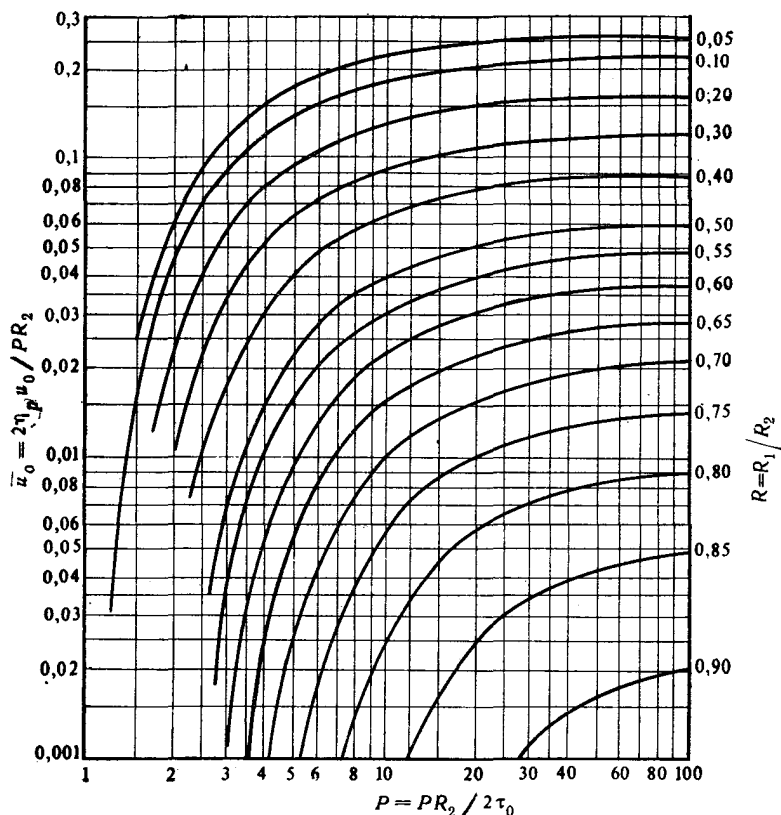


Рис. 4.10. Скорость движения кольцевого жесткого ядра течения

Пример 4.8. Через кольцевое пространство между обсадной колонной наружным диаметром $D_1=140$ мм и стволом скважины диаметром $D_2=190$ мм и глубиной $H=3000$ м со средней скоростью $v_m=1,0$ м/с к поверхности поднимается тампонажный раствор с характеристиками: $\rho=1850$ кг/м³, $\eta_p=40$ мПа·с и $\tau_0=15$ Па. Необходимо определить: а) максимальное давление на забое скважины; б) скорость движения жесткого ядра потока в кольцевом пространстве; в) напряжения и скорости сдвига на стенках скважины и колонны обсадных труб.

Решение

А. Из уравнения (4.121) получим

$$\bar{P}\bar{Q} = \frac{8\eta_p v_m (D_2^2 - D_1^2)}{D_2^3 \tau_0};$$

$$\bar{P}\bar{Q} = \frac{8 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 1,0 (0,19^2 - 0,14^2)}{0,19^3 \cdot 15} = 0,0513.$$

По графику на рис. 4.9 при $D_2/D_1=0,737$ определим, что $\bar{P}=7,65$.

Давление на забое скважины по достижении тампонажным раствором дневной поверхности

$$p_i = \rho g H + P H = \rho g H + \frac{4\tau_0 \bar{P}}{D_2} H;$$

$$p_i = 1850 \cdot 9,81 \cdot 3000 + \frac{4 \cdot 15 \cdot 7,65}{0,19} 3000 = 61,7 \text{ МПа.}$$

Б. Из графиков на рис. 4.8 определим $\bar{r}_1 = 0,80$ и $\bar{r}_2 = 0,93$, откуда $r_1 = 76 \text{ мм}$ и $r_2 = 89 \text{ мм}$.

Из графиков на рис. 4.10 определим $\bar{u}_0 = 0,00437$. Используя одно из выражений (4.118), определим скорость движения жесткого ядра потока:

$$u_0 = \frac{PR_2^2 \bar{u}_0}{2\eta_p} = \frac{\tau_0 D_2}{2\eta_p} \bar{P} u_0;$$

$$u_0 = \frac{15 \cdot 0,19}{2 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} 7,65 \cdot 0,0037 = 1,19 \text{ м/с.}$$

В. Градиент давления

$$P = \frac{4\tau_0 \bar{P}}{D^2};$$

$$P = \frac{4 \cdot 15 \cdot 7,65}{0,19} = 2420 \text{ Па/м.}$$

Из уравнения (4.112) определяется постоянная

$$A = \frac{2420}{2} 0,076 \cdot 0,0885 = 8,13 \text{ Пз/м.}$$

С помощью выражения (4.105) вычислим напряжения, которые действуют на поверхность с нормалью r . На поверхности колонны обсадных труб

$$\tau_b = \tau_{R_1} = \frac{2 \cdot 8,13}{0,14} - \frac{2420 \cdot 0,14}{4} = 31,4 \text{ Па.}$$

На стенке скважины

$$\tau_s = -\tau_{R_2} = \frac{2 \cdot 8,13}{0,19} + \frac{2420 \cdot 0,19}{4} = 29,4 \text{ Па.}$$

Скорости сдвига определим с помощью уравнений (4.99) и (4.100):

$$\left(\frac{dv}{dr} \right)_{R_1} = -\frac{2420}{2 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} \frac{0,14}{2} - \frac{15}{40 \cdot 10^{-3}} +$$

$$+ \frac{2 \cdot 8,13}{40 \cdot 10^{-3} \cdot 0,14} = 410 \text{ с}^{-1};$$

$$\left(\frac{dv}{dr} \right)_{R_2} = -\frac{2420}{2 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} \frac{0,19}{2} + \frac{15}{40 \cdot 10^{-3}} +$$

$$+ \frac{2 \cdot 8,13}{40 \cdot 10^{-3} \cdot 0,19} = -332,5 \text{ с}^{-1}.$$

В связи со сложностью приведенных выше уравнений были предложены многочисленные их упрощения; здесь приводятся лишь наиболее известные из них.

1. Как и для круглых труб, предполагается, что при достаточно больших перепадах давления размеры недеформируемого жесткого ядра потока весьма незначительны, т. е. в уравнении (4.116) $r_1 = r_2 = r_0$. Тогда уравнение (4.115) можно записать в виде

$$Q = \frac{\pi}{8\eta_p} \left\{ P \left[(R_2^4 - R_1^4) - \frac{(R_2^4 - R_1^2)^2}{\ln R_2/R_1} \right] - \frac{8}{3} \tau_0 [R_2^3 + R_1^3 + 4r_0^3 - 3r_0^2(R_2 + R_1)] \right\}. \quad (4.123)$$

При $\tau_0 = 0$ уравнение (4.123) совпадает с выражением (4.117).

Уравнение (4.123) легко решается относительно P , однако под сомнением оказывается приемлемость (с точки зрения погрешностей) этого упрощения, до того как режим течения станет турбулентным.

2. В относительно узком кольцевом пространстве течение можно считать аналогичным течению между двумя параллельными плоскостями, расположенными на расстоянии $2h = (R_2 - R_1)$ [7].

Движение в данном случае является одномерным, и с помощью системы координат, выбранной так, как показано на рис. 4.11, уравнения (3.73) — (3.75) приводятся к виду

$$\eta \frac{d^2 v}{dx^2} + \frac{d\eta}{dx} \frac{dv}{dx} + P = 0. \quad (4.124)$$

Скорость имеет только одну компоненту по направлению y и меняется только в зависимости от координаты x .

Из реологических уравнений (3.79) — (3.84) остается лишь одно

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \tau = \eta \frac{dv}{dx}. \quad (4.125)$$

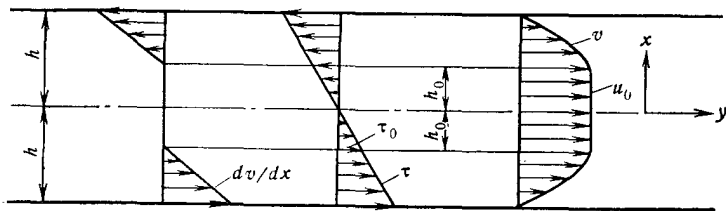


Рис. 4.11. Распределения скоростей, напряжений и градиентов сдвига при ламинарном течении бингамовской жидкости между двумя параллельными плоскостями

Поскольку инвариант

$$D = \sqrt{d_{xy}^2} = \pm \frac{1}{2} \frac{dv}{dx}, \quad (4.126)$$

уравнение (3.47) принимает вид

$$\eta = \eta_p + s \frac{\tau_0}{dv/dx}. \quad (4.127)$$

Уравнение (4.124) можно записать и так:

$$\frac{d}{dx} \left(\eta \frac{dv}{dx} \right) + P = 0, \quad (4.128)$$

откуда, используя соотношение (4.125), получим

$$\tau = -Px. \quad (4.129)$$

Распределение напряжений сдвига является линейным, и на оси симметрии напряжения равны нулю. Имеется симметричная область относительно оси y , в которой $|\tau| \leq \tau_0$ и жидкость ведет себя как твердое тело. Внутри этой зоны $dv/dx = 0$ и $v = u_0 = \text{const}$. Размер жесткого ядра потока определяется из уравнения (4.129)

$$2h_0 = 2\tau_0/P. \quad (4.130)$$

Течение имеет место только в том случае, если $h_0 < h$, т. е. при

$$P > \frac{2\tau_0}{R_2 - R_1}. \quad (4.131)$$

Подстановкой выражения (4.127) в уравнение (4.124) при $s = -1$ (скорость уменьшается при приближении к стенкам, на поверхности которых она будет равна нулю) получим

$$\frac{d^2v}{dx^2} + \frac{P}{\eta_p} = 0 \quad (4.132)$$

После первого интегрирования

$$\frac{dv}{dx} + \frac{P}{\eta_p} x + C_1 = 0. \quad (4.133)$$

На поверхностях пластичности скорости сдвига равны нулю, и при $x > h_0$ скорость сдвига

$$\frac{dv}{dx} = -\frac{P}{\eta_p} (x - h_0). \quad (4.134)$$

Последующим интегрированием при граничном условии $v = 0$, когда $x = h$, получим распределение скоростей:

$$v = \frac{P}{2\eta_p} (h^2 - x^2) - \frac{\tau_0}{\eta_p} (h - x). \quad (4.135)$$

Скорость движения жесткого ядра определяется из условия неразрывности при $x=h_0$

$$u_0 = \frac{P}{2\eta_p} (h^2 - h_0^2) - \frac{\tau_0}{\eta_p} (h - h_0) = \frac{P}{2\eta_p} (h - h_0)^2. \quad (4.136)$$

Распределения скоростей, напряжений и скоростей сдвига представлены на рис. 4.11.

Расход, вызванный градиентом P :

$$Q = 2l \int_0^h v dx = 2lv_0 h_0 + 2l \int_{h_0}^h v dx, \quad (4.137)$$

где «ширина» канала течения равна средней длине окружности кольцевого пространства: $l = \pi(R_1 + R_2)$.

После интегрирования получим

$$Q = \frac{\pi(R_2 - R_1)^3(R_2 + R_1)}{12\eta_p} P \left[1 - \frac{3}{2} \frac{P_0}{P} + \frac{1}{2} \frac{P_0^3}{P^3} \right]. \quad (4.138)$$

Из уравнения (4.130) следует

$$P_0 = \frac{\tau_0}{h} = \frac{2\tau_0}{R_2 - R_1}. \quad (4.139)$$

Если ввести в рассмотрение среднюю скорость, диаметры и напряжение сдвига на стенке

$$\tau_p = - \frac{P(R_2 - R_1)}{2}, \quad (4.140)$$

то получим другую форму записи уравнения (4.138), а именно:

$$v_m = \frac{\tau_p(D_2 - D_1)}{12\eta_p} \left[1 - \frac{3}{2} \frac{\tau_0}{\tau_p} + \frac{1}{2} \frac{\tau_0^3}{\tau_p^3} \right]. \quad (4.141)$$

Напряжение на стенке, как и константа τ_0 , приводится в абсолютных значениях. Можно отметить сходство уравнения (4.138) с формулой Бакингема (4.35).

К сожалению и уравнение (4.138) не может быть решено относительно P ; одно из возможных решений приведено в работе [25]. Необходимость разработки единого методического подхода, приемлемого и для турбулентного режима, вновь требует введения коэффициента сопротивления λ и безразмерных параметров, характеризующих течение. Итак:

$$\lambda = -4 \frac{\tau_p}{\rho v_m^2/2} = 2 \frac{P(D_2 - D_1)}{\rho v_m^2}; \quad (4.142)$$

критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v_m(D_2 - D_1)\rho}{\eta_p}; \quad (4.143)$$

критерий Бингама

$$Bi = \frac{\tau_0 (D_2 - D_1)}{v_m \eta_p}; \quad (4.144)$$

критерий Хедстрема

$$He = Re \cdot Bi = \frac{\tau_0 (D_2 - D_1)^2 \rho}{\eta_p^2}. \quad (4.145)$$

С использованием этих параметров уравнение (4.141) можно записать в таком виде:

$$\frac{1}{\lambda Re} = \frac{1}{96} - \frac{Bi}{8\lambda Re} + \frac{8}{3} \frac{Bi^3}{\lambda^3 Re^3} \quad (4.146)$$

или

$$\frac{1}{\lambda Re} = \frac{1}{96} - \frac{He}{8\lambda Re^2} + \frac{8}{3} \frac{He^3}{\lambda^3 Re^6}. \quad (4.147)$$

Эти два уравнения решаются численным методом; решение первого из них представлено графически на рис. 4.12 и дополнено также зависимостью для турбулентного режима (см. разделы 4.2 и 4.3).

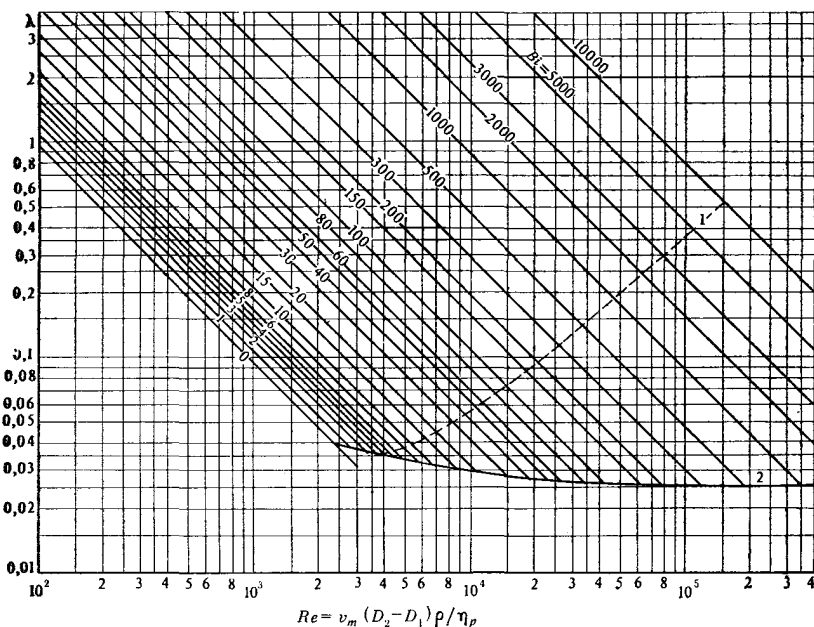


Рис. 4.12. Коэффициент гидравлического сопротивления при течении бингамовской жидкости в кольцевом пространстве, рассматриваемом в виде плоской щели между двумя параллельными плоскостями:

1 — конец ламинарного течения (по Хэнксу); 2 — турбулентное течение

Для ньютоновских жидкостей $Bi = Ne = 0$ и

$$\lambda = 96/Re. \quad (4.148)$$

Если значение P достаточно велико, то последним членом в скобках в уравнении (4.138) или (4.141) можно пренебречь, однако необходимо проверить, возможно ли это сделать, прежде чем течение станет турбулентным. С учетом этого уравнение (4.138) можно решить относительно P :

$$P = \frac{48\eta_p v_m}{(D_2 - D_1)^2} + \frac{6\tau_0}{D_2 - D_1}. \quad (4.149)$$

Существуют и другие упрощения [26—29]. Например, в уравнении (4.42) можно заменить D на $(D_2 - D_1)$, тогда

$$P = \frac{32\eta_p v_m}{(D_2 - D_1)^2} + \frac{16}{3} \frac{\tau_0}{D_2 - D_1}. \quad (4.150)$$

Последнее уравнение дает намного меньшие значения P , чем формула (4.149), — на 50 % в случае ньютоновских жидкостей.

Для расчета коэффициента гидравлического сопротивления в режиме ламинарного течения Мительман [29] предложил эмпирическое соотношение

$$\lambda = 80/Re^*, \quad (4.151)$$

где

$$Re^* = \frac{v_m (D_2 - D_1) \rho}{\eta_{ef}} = \frac{v_m (D_2 - D_1) \rho}{\tau_p + \frac{\tau_0 (D_2 - D_1)}{6v_m}}. \quad (4.152)$$

Подобные формулы ранее предлагались Филатовым, Соловьевым и др. Следует привести также зависимость, полученную Садыховым, Мовсумовым и др. [30, 31]:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \Phi\left(\frac{R_2}{R_1}\right) + \frac{11,5 Bi}{Re}, \quad (4.153)$$

где

$$\Phi\left(\frac{R_2}{R_1}\right) = \frac{(R_2 - R_1)^2}{(R_2^2 + R_1^2) + (R_2^2 - R_1^2)/\ln \frac{R_2}{R_1}}, \quad (4.154)$$

а также формулу Гукасова [4]

$$\lambda = \frac{64}{Re} \Phi \frac{R_2}{R_1} + \frac{8Bi}{Re}. \quad (4.155)$$

Упрощенные уравнения предложили также Есьман и Кошелов [32]. Липатов и Мительман [33] представили результаты

точного решения численным методом в табличной форме, а Голубев [34] предложил экспресс-метод решения точного уравнения методом последовательных приближений.

Пример 4.9. Вычислить перепад давления в кольцевом пространстве скважины глубиной $H=3500$ м и диаметром $D_2=213$ мм, в которой находится буровая колонна наружным диаметром $D_1=127$ мм. Характеристики бурового раствора: $\rho=1600$ кг/м³, $\eta_p=30$ мПа·с, $\tau_0=8$ Па, расход $Q=18 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Наличие местных сопротивлений не учитывается.

Решение

Вычисляем радиусы: $R_1=63,5$ мм и $R_2=106,5$ мм.

1. Точное решение. Из уравнения (4.121)

$$\bar{P}\bar{Q} = \frac{4 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 18 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1065^3 \cdot 8} = 0,07145.$$

Из графиков на рис. 4.9 при $R_2/R_1=0,597$ получим $\bar{P}=4,3$.

Согласно соотношениям (4.118), перепад давления в кольцевом пространстве

$$\Delta p = PH = \frac{2\tau_0 \bar{P}}{R_2} H;$$

$$\Delta p = \frac{2 \cdot 8 \cdot 4,3}{0,1065} \cdot 3500 = 2,26 \text{ МПа.}$$

2. Из уравнения (4.123), решенного относительно P , получим

$$\Delta p = \frac{H}{(R_2^4 - R_1^4) - 2r_0^2(R_2^2 - R_1^2)} \left\{ \frac{8\eta_p Q}{\pi} + \right.$$

$$\left. + \frac{8\tau_0}{3} [R_2^3 + R_1^3 + 4r_0^3 - 3r_0^3(R_2 + R_1)] \right\};$$

$$\Delta p = \frac{3500}{(0,1065^4 - 0,0635^4) - 2 \cdot 0,084^2(0,1065^2 - 0,0635^2)} \times$$

$$\times \left\{ \frac{8 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 18 \cdot 10^{-3}}{3,14} + \frac{8 \cdot 8}{3} [0,1065^3 + 0,0635^3 + 4 \cdot 0,084^3 - \right.$$

$$\left. - 3 \cdot 0,084^2(0,1065 + 0,0635)] \right\} = 2,49 \text{ МПа,}$$

причем

$$r_0 = \sqrt{\frac{0,1065^2 - 0,0635^2}{0,1065/0,0635}} = 0,084 \text{ м.}$$

3. Средняя скорость

$$v_m = \frac{4Q}{\pi(D_2^2 - D_1^2)};$$

$$v_m = \frac{4 \cdot 18 \cdot 10^{-3}}{3,14(0,213^2 - 0,127^2)} = 0,787 \text{ м/с.}$$

Если рассматривать кольцевой зазор в виде плоской щели между двумя параллельными плоскостями, из уравнений (4.143) и (4.144) определим

$$Re = \frac{0,787 (0,213 - 0,127) 1600}{30 \cdot 10^{-3}} = 3597;$$

$$Bi = \frac{8 (0,213 - 0,127)}{0,787 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 29.$$

Из графиков на рис. 4.12 следует, что точка зависимости $\lambda = \lambda(Re, Bi)$, адекватная найденным значениям Re и Bi , соответствует ламинарному режиму и $\lambda = 0,113$.

По формуле Дарси — Вейсбаха

$$\Delta p = 0,113 \frac{0,787^2}{2} \frac{3500}{0,213 - 0,127} 1600 = 2,29 \text{ МПа},$$

что практически совпадает с результатами расчетов по точным формулам.

4. Согласно упрощению (4.149)

$$\Delta p = \left[\frac{48 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 0,787}{(0,213 - 0,127)^2} + \frac{6 \cdot 8}{0,213 - 0,127} \right] 3500 = 2,5 \text{ МПа}.$$

5. По уравнению (4.150)

$$\Delta p = \left[\frac{32 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 0,787}{(0,213 - 0,127)^2} + \frac{16}{3} \frac{8}{0,213 - 0,127} \right] 3500 = 2,1 \text{ МПа}.$$

6. По Мительману,

$$Re^* = \frac{0,787 (0,213 - 0,127) \cdot 1600}{30 \cdot 10^{-3} + \frac{8 (0,213 - 0,127)}{6 \cdot 0,787}} = 616;$$

$$\lambda = 80/616 = 0,13;$$

$$\Delta p = 0,13 \frac{0,787^2}{2} \frac{3500}{0,213 - 0,127} \cdot 1600 = 2,63 \text{ МПа}.$$

7. По Садыхову и Мовсумову,

$$\varphi \left(\frac{R_2}{R_1} \right) = \frac{(0,1065 - 0,0635)^2}{\left(0,1065^2 + 0,0635^2 + \frac{0,1065^2 - 0,0635^2}{\ln \frac{0,1065}{0,0635}} \right)} = 0,2493;$$

$$\lambda = \frac{64}{3597} \cdot 0,2943 + \frac{11,5 \cdot 29}{3597} = 0,09715;$$

$$\Delta p = 0,09715 \frac{0,787^2}{2} \frac{3500}{0,213 - 0,127} \cdot 1600 = 1,97 \text{ МПа}.$$

8. По Гукасову, $\lambda = 0,0689$ и $\Delta p = 1,39$ МПа.

За исключением примера с аппроксимацией кольцевого пространства плоской щелью между двумя параллельными плоскостями, остальные результаты весьма далеки от точного решения. Проведенное сравнение не является, однако, исчерпывающим, поскольку погрешности являются функцией R_1/R_2 и τ_0/τ_p .

Б. Жидкости Оствальда—де Ваале. Распределение скоростей и объемный расход определяются путем интегрирования уравнения (4.57) при граничных условиях (4.94) и (4.95). Решение задачи было получено Фредриксоном и Бирдом [24]. Так, расход

$$Q = \frac{\pi n}{2n+1} \left(\frac{P}{2K} \right)^{\frac{1}{n}} R_2 (R_2 - R_1)^{\frac{2n+1}{n}} \Phi \left(\frac{1}{n}; \frac{R_1}{R_2} \right). \quad (4.156)$$

Функция Φ представлена в графической форме на рис. 4.13. Это уравнение можно решить относительно P .

Если для таких сред ввести число Рейнольдса в виде

$$Re = 12^{1-n} \left(\frac{3n}{2n+1} \right)^n (2D_2)^n \frac{v_m^{2-n} (D_2 - D_1)^n \rho}{K} \left(\frac{\Phi}{D_2 + D_1} \right)^n, \quad (4.157)$$

то можно использовать формулу Дарси—Вейсбаха, в которой λ вычисляется с помощью уравнения (4.148).

Для течений в узких кольцевых зазорах можно принять аналогию с течением между двумя параллельными плоскостями. Сэвинз [18] доказал, что для R_1/R_2 в пределах 0,3—0,9 и при $n > 0,3$ погрешности, вводимые этой аппроксимацией, не превышают 7 %.

В данном случае при интегрировании уравнения (4.128) с учетом соотношения (4.56) получим

$$v = \frac{n}{n+1} \left(\frac{P}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \left(h^{\frac{n+1}{n}} - x^{\frac{n+1}{n}} \right), \quad (4.158)$$

где $h = (R_2 - R_1)/2$, а x изменяется от $(-h)$ до $(+h)$.

Расход при градиенте давления P

$$Q = 2\pi (R_1 + R_2) \int_0^h v dx = \frac{2\pi n (R_2 + R_1)}{n+1} \left(\frac{P}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \int_0^h \left(h^{\frac{n+1}{n}} - x^{\frac{n+1}{n}} \right) \times \\ \times dx = \frac{2\pi n (R_2 + R_1)}{2n+1} \left(\frac{P}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{R_2 - R_1}{2} \right)^{\frac{2n+1}{n}}. \quad (4.159)$$

Отсюда

$$P = 4 \cdot 12^n \left(\frac{2n+1}{3n} \right)^n \frac{K v_m^n}{(D_2 - D_1)^{n+1}}. \quad (4.160)$$

Если число Рейнольдса определить по уравнению

$$Re = 12^{1-n} \left(\frac{3n}{2n+1} \right)^n \frac{v_m^{2-n} (D_2 - D_1)^n \rho}{K}, \quad (4.161)$$

то перепад давления вычисляется по формуле Дарси—Вейсбаха, при этом λ определяется из соотношения (4.148).

На графиках (см. рис. 4.13) можно видеть, что при $D_1/D_2 > 0,3$ угловой коэффициент кривых, равный $\varphi/(1 + D_1/D_2)$, стремится к 0,5 и выражения (4.157) и (4.161) окажутся идентичными.

Необходимо подчеркнуть, что K и n являются константами во всем диапазоне напряжений сдвига — от нуля до τ_p . В действительности, когда $n < 1$, модель Оствальда — де Ваала неприемлема при напряжениях сдвига, близких к нулю, так как приводит к бесконечно большим значениям кажущейся вязкости. При течении в колонне труб отклонение от реального поведения жидкости происходит

только в центре трубы и его влияние на расчетное значение расхода незначительно. Зато в кольцевом пространстве напряжения сдвига являются нулевыми при конечных значениях радиуса и отклонение вычисленных скоростей от реальных может привести к гораздо меньшему расходу, чем фактический; погрешности достигают 100 % при низких средних скоростях течения и для жидкостей с явным псевдопластичным поведением (малые значения показателя n). Наконец, потери давления будут выше фактических (см. результаты экспериментов, проведенных с помощью кольцевого реометра, в работе [35]). В то же время, по Сэвинзу, при значениях D_1/D_2 от 0,3 до 1,0, а n от 0,33 до 1,0 погрешности использования уравнения (4.159) не превышают 5 %.

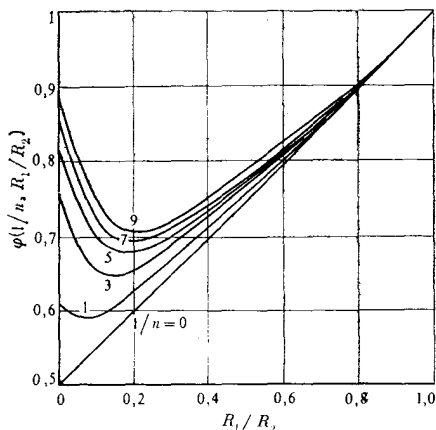


Рис. 4.13. Зависимость функции $\Phi(1/n; R_1/R_2)$ от R_1/R_2 , введенная Фредриксоном и Бирдом, для ламинарного течения жидкостей Оствальда—де Ваала

Пример 4.10. Определить перепад давления при течении бурового раствора, имеющего характеристики: $\rho = 1400 \text{ кг/м}^3$, $K = 0,5 \text{ Па} \cdot \text{с}^n$ и $n = 0,75$, через кольцевое пространство между 140-мм бурильными трубами и 295-мм стволом скважины. Длина бурильной колонны $L = 2000 \text{ м}$, а расход $Q = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Решение

Вычисляем величины

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{140}{295} = 0,475; \quad \frac{1}{n} = \frac{1}{0,75} = 1,33.$$

Из графиков (см. рис. 4.13) следует, что $\Phi = 0,75$.

Согласно уравнению (4.156), перепад давления

$$\Delta p = PL = \frac{2KL}{(R_2 - R_1)^{2n+1}} \left[\frac{(2n+1)Q}{\pi n R_2 \Phi} \right]^n;$$

$$\Delta p = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 2000}{(0,1475 - 0,070)^{2 \cdot 0,75 + 1}} \left[\frac{(2 \cdot 0,75 + 1) \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,75 \cdot 0,1475 - 0,75} \right]^{0,75} = 0,470 \text{ МПа.}$$

По формуле Дарси — Вейсбаха получаем такой же результат: из выражения (4.157) $Re=592$, $\lambda=0,162$ и $\Delta p=0,470$ МПа.

Аппроксимируя кольцевое пространство плоской щелью между двумя параллельными плоскостями, из уравнения (4.160) получим

$$\Delta p = 4 \cdot 12^{0,75} \left(\frac{2 \cdot 0,75 + 1}{3 \cdot 0,75} \right)^{0,75} \frac{0,5 \cdot 0,5665^{0,75} \cdot 2000}{(0,295 - 0,140)^{0,75 + 1}} = 0,476 \text{ МПа,}$$

т. е. результат близок к предыдущему.

В. Жидкости Гершеля-Балкли. Один из вариантов решения этой задачи был получен тоже путем моделирования кольцевого пространства плоской щелью между двумя параллельными плоскостями [16, 31]. Выражение для расхода имеет вид

$$Q = \frac{2\pi n(R_2 + R_1)}{2n + 1} \left(\frac{P}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{R_2 - R_1}{2} \right)^{\frac{2n+1}{n}} \times \\ \times \left[1 + \frac{2n\tau_0}{(n+1)(R_2 - R_1)P} \right] \left[1 - \frac{2\tau_0}{P(R_2 - R_1)} \right]. \quad (4.162)$$

При $\tau_0=0$ это выражение тождественно уравнению (4.159), а при $n=1$ и $K=\eta_p$ — уравнению (4.138), где величина P_0 определена из соотношения (4.139).

После соответствующей подстановки и разложения в ряд относительно P_0/P Мовсумов [31], отбросив члены второго порядка и выше получил следующее выражение для градиента давления:

$$P = 4 \cdot 12^n \left(\frac{2n+1}{3n} \right)^n \frac{Kv_m^n}{(D_2 - D_1)^{n+1}} + 4 \cdot \frac{2n+1}{n+1} \frac{\tau_0}{D_2 - D_1}. \quad (4.163)$$

Для бингамовских жидкостей уравнение (4.163) сводится к выражению (4.149) при $K=\eta_p$ и $n=1$, а для жидкостей Оствальда—де Ваале — к соотношению (4.160).

Г. Обобщение Метцнера — Рида. Для ламинарного течения нетиксотропной жидкости между двумя параллельными «бесконечными» плоскостями можно получить уравнение, идентичное формуле (4.80):

$$\frac{3v_m}{h} = \frac{3}{(Ph)^2} \int_0^{-Ph} \frac{\tau^2}{\eta(\tau)} d\tau, \quad (4.164)$$

где $2h$ — расстояние между плоскостями; $-Ph=\tau_p$ — напряжение сдвига у стенки. Для конкретной жидкости значение этого интеграла зависит только от его пределов.

График функции $3v_m/h=f(Ph)$ не зависит от размеров канала течения, а определяется только реологическими характеристиками. Эту кривую можно получить аналитически, например численным интегрированием.

Дифференцируя уравнение (4.164) по Ph , после перестановки получим

$$-\left(\frac{dv}{dx}\right)_p = \frac{Ph}{3} \frac{d\left(\frac{3v_m}{h}\right)}{d(Ph)} + \frac{2}{3} \left(\frac{3v_m}{h}\right). \quad (4.165)$$

В более компактном виде

$$-\left(\frac{dv}{dx}\right)_p = \frac{2n^*+1}{2n^*} \frac{3v_m}{h}, \quad (4.166)$$

где

$$n^* = \frac{d \ln(Ph)}{d \ln(3v_m/h)}. \quad (4.167)$$

Если можно измерить значения расхода и перепада давления в вискозиметре, проточный канал которого образован двумя близкорасположенными параллельными плоскостями, то n^* определяется как наклон кривой $Ph=f(3v_m/h)$, построенной в логарифмических координатах. В диапазоне постоянных значений n^* уравнение (4.167) можно проинтегрировать

$$Ph = K^* \left(\frac{3v_m}{h}\right)^{n^*}, \quad (4.168)$$

где K^* — константа интегрирования. Это уравнение прямой, касательной к кривой $Ph=f(3v_m/h)$, построенной в логарифмических координатах, в любой ее точке. В общем случае K^* и n^* изменяются в зависимости от напряжения сдвига на стенке и являются константами только на тех отрезках, где эта кривая является прямой. Если эти параметры известны, то уравнение (4.168) позволяет непосредственно определить перепад давления при скорости течения v_m .

Из уравнений (4.166) и (4.168) следует

$$\tau_p = K^* \left(\frac{3n^*}{2n^*+1}\right)^{n^*} \left|\frac{dv}{dx}\right|_p^{n^*-1} \left(\frac{dv}{dx}\right)_p. \quad (4.169)$$

Это уравнение сводится к формуле для ньютоновских жидкостей, если $n^*=1$ и $K^*=\eta$, а если $n^*=\text{const} \neq 1$, то — к уравнению для жидкостей Оствальда—де Ваале.

В последнем случае

$$K = K^* \left(\frac{2n^*}{2n^*+1}\right)^{n^*}; \quad n = n^*. \quad (4.170)$$

Для использования в расчетах формулы Дарси—Вейсбаха вводится коэффициент λ

$$\lambda = \frac{4Ph}{\rho v_m^2/2} = \frac{4K^* (3v_m/h)^{n^*}}{\rho v_m^2/2} = \frac{96K^*}{12^{1-n^*} v_m^{2-n^*} (4h)^{n^*} \rho} = \frac{96}{\text{Re}}, \quad (4.171)$$

где

$$\text{Re} = 12^{1-n^*} \frac{v_m^{2-n^*} (4h)^{n^*}}{K^*} \rho. \quad (4.172)$$

Эти уравнения справедливы для ламинарного течения через узкие кольцевые зазоры; в этом случае h заменяется выражением $(R_2 - R_1)/2 = (D_2 - D_1)/4$.

Это обобщение состоятельно только в том случае, когда имеются данные о зависимости расход — перепад давления, полученные с помощью вискозиметра, состоящего из двух параллельных пластин или из двух концентричных цилиндров. Такие реометры хотя и были созданы [31, 35], но практического применения не нашли. В работах [18, 19] приводятся примеры уравнений, позволяющих использовать данные, полученные с помощью капиллярных или ротационных вискозиметров, но только для таких жидкостей Оствальда—де Ваале, у которых $n = n' = n^*$.

В первом случае

$$K = K' \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n = K^* \left(\frac{3n}{2n+1} \right)^n, \quad (4.173)$$

тогда

$$K^* = K' \left(\frac{8n+4}{9n+3} \right)^n. \quad (4.174)$$

Во втором случае (ротационный вискозиметр с очень узким кольцевым зазором)

$$K^* = K \left(\frac{8n+4}{9n+3} \right)^n \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n = K \left(\frac{2n+1}{3n} \right)^n. \quad (4.175)$$

Для упрощения предполагается, что с помощью ротационного вискозиметра можно непосредственно получать реограмму $\tau = K(dv/dr)^n$ (см. главу 5).

Как уже отмечалось, реограмма любой жидкости может быть построена в логарифмических координатах в виде отрезков прямой. Это дает возможность использовать модель Оствальда—де Ваале и уравнение (4.173). С учетом этого соотношения (4.168) примет вид

$$Ph = K \left(\frac{2n+1}{3n} \right)^n \left(\frac{3v_m}{h} \right)^n. \quad (4.176)$$

Реограмма, по которой можно определить константы K и n , позволяет построить кривую $Ph=f(3v_m/h)$, а затем вычислить градиент давления для любого значения $3v_m/h$.

Число Re [см. соотношение (4.172)] примет форму равенства (4.161) при $4h=D_2-D_1$.

Пример 4.11. Определить перепад давления в кольцевом пространстве между 219-мм обсадной колонной и 295-мм стволом скважины глубиной 2000 м. Расход $Q=20 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Известна кривая течения $8v_m/D=f(PD/4)$ (см. рис. 5.1), полученная с помощью капиллярного вискозиметра.

Решение

Средняя скорость

$$v_m = \frac{4Q}{\pi(D_2^2 - D_1^2)};$$

$$v_m = \frac{4 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{3,14(0,295^2 - 0,219^2)} = 0,652 \text{ м/с.}$$

Тогда

$$\frac{12v_m}{D_2 - D_1} = \frac{12 \cdot 0,652}{0,295 - 0,219} = 102,94 \text{ с}^{-1}.$$

Далее задача решается методом последовательных приближений в предположении, что жидкость подчиняется модели Оствальда — де Ваала. Пусть $12v_m/(D_2 - D_1) = 102,94 \approx 8v_m/D$, тогда из графиков (см. рис. 5.1) следует, что $n'=n^*=n=0,26$, а $K'=2,1$ Па·сⁿ. Согласно соотношению (4.174),

$$K^* = 2,1 \left(\frac{8 \cdot 0,26 + 4}{9 \cdot 0,26 + 3} \right)^{0,26} = 2,1 \cdot 1,034 = 2,17 \text{ Па} \cdot \text{с}^n.$$

Из выражения (4.168) определим напряжение на стенке

$$-\tau_p = 2,17 \cdot 102,94^{0,26} = 7,2 \text{ Па,}$$

что довольно близко значению, соответствующему средней скорости сдвига 102,94 с⁻¹.

Перепад давления

$$\Delta p = \frac{4 \cdot 2000}{0,295 - 0,219} \cdot 7,2 = 0,76 \text{ МПа.}$$

Пример 4.12. Определить перепад давления в кольцевом пространстве между 127-мм бурильной колонной и 244,5-мм стволом скважины глубиной $L=3000$ м. Расход $Q=20 \cdot 10^{-3}$ м³/с, а реологические свойства раствора, определенные с помощью шестискоростного вискозиметра, характеризуются реограммой, приведенной на рис. 4.6 (см. пример 4.7).

Решение

Средняя скорость

$$v_m = \frac{4 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{3,14(0,2445^2 - 0,127^2)} = 0,583 \text{ м/с.}$$

Вычислим выражение

$$\frac{3v_m}{h} = \frac{12v_m}{D_2 - D_1} = \frac{12 \cdot 0,583}{0,2445 - 0,127} = 59,54 \text{ с}^{-1}.$$

Из анализа первого отрезка реограммы на рис. 4.6 получим $n=n^*=0,667$ и $K=0,71$ Па·сⁿ.

Скорость сдвига на стенке

$$-\left(\frac{dv}{dr}\right)_p = \frac{2 \cdot 0,667 + 1}{3 \cdot 0,667} \cdot 59,54 = 69,96 \text{ с}^{-1}.$$

По графикам (см. рис. 4.6) находим, что $-\tau_p = P(D_2 - D_1)/4 = 12$ Па. Перепад давления

$$\Delta p = PL = \frac{4L}{D_2 - D_1} \frac{P(D_2 - D_1)}{4};$$

$$\Delta p = \frac{4 \cdot 3000 \cdot 12}{0,2445 - 0,127} = 1,225 \text{ МПа}.$$

По формуле (4.176) получается такой же результат.

4.1.3. Эксцентричные кольцевые пространства

Определение профиля скоростей и соотношения расход — перепад давления при ламинарном течении вязкой жидкости через пространство, образованное двумя эксцентричными цилиндрами, сопряжено с большими трудностями при интегрировании дифференциальных уравнений, даже для ньютоновских жидкостей. В общем случае задача решается численными методами, например методом конечных разностей [36]. Экспериментальные исследования свидетельствуют об уменьшении коэффициента λ с увеличением эксцентриситета [37].

Течение бингамовских жидкостей исследовали Олдройд [38], Гродде [39], Есьман и Кирия [40], Гулизаде [41—43], Мовсумов [44], Булатов [47] и др.

Например, для определения расхода Гродде получил следующее уравнение:

$$Q = \frac{\pi(R_2 - R_1)^3(R_2 + R_1)P}{12\eta_p} \left(1 + \frac{3}{2}e^2\right) \left\{1 - \frac{3}{2} \frac{P_0}{(1+e)P} + \frac{1}{2} \left[\frac{P_0}{(1+e)P} \right]^3 \right\}, \quad (4.177)$$

где P_0 определяется из уравнения (4.139), а e характеризует относительную эксцентricность кольцевого зазора:

$$e = \frac{\delta}{R_2 - R_1}. \quad (4.178)$$

Величина δ определяется расстоянием между осями труб: для концентричного кольцевого зазора $e=0$, а для случая, когда внутренняя труба касается наружной, $e=1$.

Можно заметить, что уравнение (4.177) является обобщением уравнения (4.138), полученного посредством моделирования кольцевого пространства плоской щелью между двумя параллельными плоскостями.

С учетом уравнений (4.143) — (4.145) и

$$\text{Re}_{ex} = \left(1 + \frac{3}{2} e^2\right) \text{Re}; \quad (4.179)$$

$$\text{Bi}_{ex} = (1 + e) \text{Bi}; \quad (4.180)$$

$$\text{He}_{ex} = (1 + e) \left(1 + \frac{3}{2} e^2\right) \text{He} \quad (4.181)$$

уравнению (4.177) можно придать одну из форм уравнений (4.146) и (4.147), а коэффициент гидравлического сопротивления λ_{ex} в эксцентричных пространствах определяется с помощью графиков на рис. 4.12.

Если последний член в фигурных скобках пренебрежимо мал (невысокие значения τ_0 или достаточно больше P), то уравнение (4.177) можно решить относительно градиента давления

$$P = \frac{12\eta_p v_m}{(R_2 - R_1)^2 \left(1 + \frac{3}{2} e^2\right)} + \frac{3\tau_0}{(R_2 - R_1) (1 + e)}, \quad (4.182)$$

а коэффициент гидравлического сопротивления

$$\lambda_{ex} = \frac{96}{\left(1 + \frac{3}{2} e^2\right) \text{Re}} + \frac{12\text{Bi}}{(1 + e) \text{Re}}. \quad (4.183)$$

И снова надо проверить приемлемость предлагаемого упрощения до того, как в реальных условиях течение станет турбулентным.

Аналогичным образом можно провести обобщение уравнений (4.151) — (4.153) или (4.155) [31].

Следует отметить, что при одинаковом расходе перепад давления в эксцентричном кольцевом пространстве меньше, чем в концентричном канале. Например, в эксцентричном кольцевом пространстве между 311,2-мм стволом скважины и прилегающей к нему 244,5-мм обсадной колонной, через которое с расходом $Q = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ циркулирует тампонажный раствор с характеристиками: $\rho = 1800 \text{ кг/м}^3$, $\eta_p = 40 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ и $\tau_0 = 10 \text{ Па}$, перепад давления составит 63,8 % соответствующего значения при течении того же раствора в случае концентричного расположения колонны труб в скважине.

В эксцентричном кольцевом пространстве с эксцентриситетом, превышающим некоторое критическое значение, определяемое соотношением R_1/R_2 , в суженной части канала образуется зона неподвижной жидкости, в которой напряжения сдвига будут ниже критической величины τ_0 (рис. 4.14). Течение жидкости будет происходить только через серповидный канал; внутри него находится недеформируемое жесткое ядро потока, частицы которого перемещаются с одинаковой и постоянной скоростью.

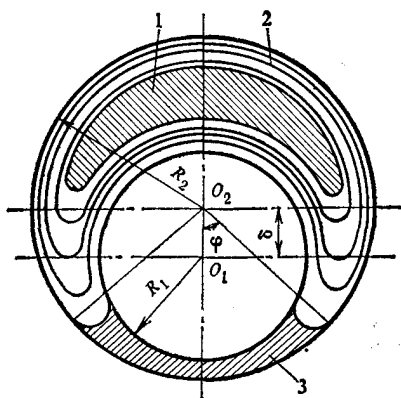


Рис. 4.14. Схема течения вязкопластичной жидкости через эксцентричное пространство:

1 — ядро течения (бесслыговое); 2 — линия постоянной скорости; 3 — застойная зона

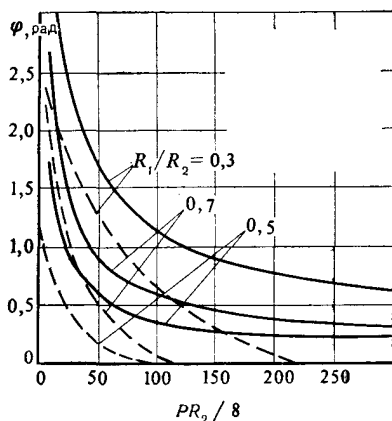


Рис. 4.15. Зависимость угла охвата застойной зоны от безразмерного параметра

В этом случае прежде всего необходимо определить размер застойной зоны, а потом — зависимость расход — перепад давления.

Угол φ (см. рис. 4.14) определяется из условия равновесия установившегося течения:

$$PA_t + \tau_0 A_1 = \tau_0 A_2, \quad (4.184)$$

где A_t — площадь поперечного сечения застойной зоны; A_1 — площадь поверхности контакта между этой зоной и остальной движущейся жидкостью; A_2 — площадь поверхности контакта с трубами.

Определяя эти три площади с помощью соответствующих геометрических построений и вводя в рассмотрение статическое напряжение сдвига θ вместо динамического τ_0 , из выражения (4.184) получаем трансцендентное относительно φ уравнение, которое можно решить только численными методами [40—47]. На рис. 4.15 представлена зависимость угла φ от параметра PR_2/θ для различных значений эксцентриситета и отношений R_1/R_2 (по Есьману и Кирия [40, 47]). В случае вытеснения одного раствора плотностью ρ_1 и сопротивлением геля θ_1 другим (плотностью ρ_2) необходимо учитывать и влияние гравитационных сил; при этом соотношение PR_2/θ следует заменить выражением $[P + g(\rho_2 - \rho_1)\cos \alpha]R_2/\theta_1$, где α — отклонение оси колонны труб от вертикали.

Из графиков (см. рис. 4.15) следует, что

— размеры застойной зоны уменьшаются с увеличением градиента давления P , внешнего радиуса и отношений R_1/R_2 и

увеличиваются с повышением статического напряжения сдвига и эксцентриситета;

— при любом значении градиента давления в потоке будет сохраняться застойная зона, если обе трубы соприкасаются ($e=1$);

— угол φ может достигь величины π (что означает отсутствие течения), если градиент давления мал или сопротивление геля велико.

Рассматривая проходное сечение эксцентричного пространства в виде суммы бесконечно малых секторов, Уханов получил уравнение, связывающее расход Q , градиент давления P и угол φ ; решение этого уравнения численными методами позволяет определить перепад давления при движении бингамовской жидкости с заданным расходом. На рис. 4.16 представлены результаты расчетов в безразмерных переменных [где $Q_0 = PR_1^4/6\eta_p$]. Следует отметить уменьшение градиента давления с увеличением эксцентриситета e , влияние которого становится более заметным при малых значениях отношения R_1/R_2 .

Величина P_0 определяется из выражения

$$P_0 = \tau_0/R_{h \max}, \quad (4.185)$$

где $R_{h \max}$ — максимальный гидравлический радиус проходного сечения, определяемый как отношение площади этого сечения к периметру. Его также вычисляют численным методом в зависимости от отношения R_1/R_2 и эксцентриситета e [47].

По Гулизаде [43], для кольцевого пространства с эксцентриситетом $e=1$ давление составляет лишь 60 % его значения при течении в концентричных кольцевых каналах.

Для жидкостей Оствальда—де Ваале Мовсумов [31] получил приближенное соотношение

$$Q = \frac{2\pi n}{2n+1} (R_2 + R_1) \left(\frac{R_2 - R_1}{2} \right)^{\frac{2n+1}{n}} \left(\frac{P}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \times \left[1 + \frac{(2n+1)(n+1)e^2}{4n^2} \right]. \quad (4.186)$$

При использовании критериев подобия

$$Re_{ex} = Re \left[1 + \frac{(2n+1)(n+1)e^2}{4n^2} \right]^{2-n}; \quad (4.187)$$

$$\lambda_{ex} = 96/Re_{ex} \quad (4.188)$$

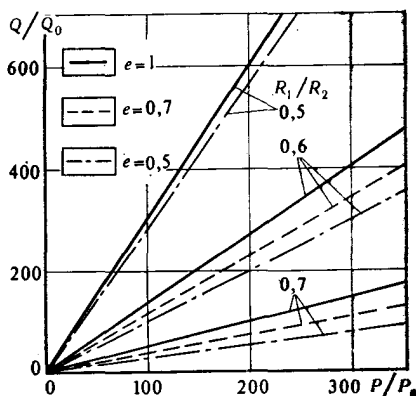


Рис. 4.16. Зависимость расхода от градиента давления для различных значений эксцентриситета и соотношений R_1/R_2

перепад давления можно рассчитывать по формуле Дарси—Вейсбаха. Коэффициент гидравлического сопротивления в эксцентрическом кольцевом пространстве уменьшается с увеличением значения e , причем тем быстрее, чем меньше значения показателя нелинейности n .

Приведенные выше уравнения были экспериментально проверены Мовсумовым с помощью вискозиметра с кольцевым зазором ($D_1=6,2$ мм, $D_2=7,8$ мм) для различных значений эксцентриситета на буровых растворах плотностью от 1280 до 1840 кг/м³. Реологические характеристики определялись с помощью капиллярного вискозиметра с $D=2,8$ мм.

Для жидкостей Гершеля—Балкли Мовсумовым [31] было предложено приближенное решение.

Колонны бурильных и обсадных труб в скважинах расположены, разумеется, эксцентрично. Однако пространственная траектория ствола скважины достаточно сложная, вследствие чего положение труб и эксцентриситет меняются по глубине. Поэтому использование на практике этих уравнений имеет ограниченный характер: фактические перепады давления, по всей вероятности, лучше соответствуют расчетным для концентричного расположения труб, чем для эксцентричного.

4.2. ПЕРЕХОД ОТ ЛАМИНАРНОГО РЕЖИМА ТЕЧЕНИЯ К ТУРБУЛЕНТНОМУ

Если скорость потока в трубе относительно мала, то частицы жидкости перемещаются прямолинейно и их траектории параллельны оси трубы. Когда скорость превышает определенное значение, на это движение накладываются флуктуации (возмущения), которые приносят в поток некоторый беспорядок и приводят к смешению частиц раствора. Ламинарное течение сменяется турбулентным.

Прежде чем приступить к анализу последнего, необходимо ответить на два вопроса, а именно: при каких условиях движение является ламинарным и при каких — турбулентным? Когда происходит переход от одного режима течения к другому?

4.2.1. Трубы

Ньютоновские жидкости. На поставленные вопросы для этого типа жидкостей ответ дал Осборн Рейнольдс еще в 1883 г. Экспериментальным путем и анализом размерностей он показал, что режим течения можно определить с помощью безразмерной величины, которая теперь носит его имя:

$$Re = v_m l \rho / \eta, \quad (4.55a)$$

где v_m — средняя скорость течения; l — характерный размер канала; для трубопроводов берется диаметр d ; ρ — плотность жидкости; η — вязкость жидкости.

Хотя существование числа Рейнольдса было установлено эмпирическим путем, впоследствии посредством анализа размерностей было доказано, что он характеризует величину отношения сил инерции к силам вязкости, которые возникают в жидкости при течении.

Экспериментальным путем было показано, что в трубах при $Re < 2100$ имеет место только ламинарное течение. Если и возникают отдельные возмущения, при их исчезновении наведенная турбулентность иссякает. При значениях Re , превышающих 4000, течение, как правило, является турбулентным. Между этими двумя значениями существует переходная область течения, где характер движения зависит от его «предыстории», от входных условий, наличия источника возмущения и т. п. В условиях полного отсутствия вибраций (при надлежащем обустройстве входного участка трубопровода) ламинарное течение сохранялось и при гораздо больших значениях Re (до 100 000). Однако такое течение, как правило, неустойчиво — при любом возмущении оно необратимо переходит в турбулентное.

Для практических расчетов принимается, что при $Re > 2100$ течение всегда остается турбулентным.

Бингамовские жидкости. Для неньютоновских жидкостей были предложены различные критерии определения характера движения. Некоторые из них представляют собою лишь обобщения (с учетом характерных свойств каждого типа жидкостей) числа Рейнольдса, тогда как другие являются новыми критериями устойчивости. Естественно, что для жидкости, характеризующейся несколькими реологическими параметрами, одного числа Рейнольдса недостаточно; необходимо иметь несколько безразмерных величин для определения характера режима течения.

К первой категории критериев относится обобщенное число Re^* , предложенное Колдуэллом и Бэббитом в 1941 г. Оно широко используется в многочисленных расчетах, касающихся течения буровых растворов [26—29, 48]. Это число определяется путем замены в уравнении (4.55) вязкости ньютоновской жидкости приближенной эффективной вязкостью $\eta_{ef, a}$ из выражения (4.43) для неньютоновской жидкости:

$$Re^* = \frac{v_m \rho}{\eta_{ef, a}} = \frac{v_m \rho}{\eta_p \left(1 + \frac{\tau_0 d}{6 v_m \eta_p} \right)}. \quad (4.189)$$

Предполагается, что переход от ламинарного режима к турбулентному происходит при $Re^* = 2100$.

Если второй член в скобках намного превышает единицу, то из уравнения (4.189) легко определить критическую скорость, весьма удобную для ориентировочных расчетов:

$$v_{cr} \approx 19 \sqrt{\tau_0 / \rho}. \quad (4.190)$$

Для практических условий бурения более близкое к теоретическому значение достигается при использовании в уравнении (4.190) константы, равной 25.

О том, в какой мере приемлемо упрощение, введенное уравнением (4.189), говорилось в параграфе 4.1.1. Лишним доказательством невозможности полностью охарактеризовать течение бингамовских жидкостей одним числом Re^* является и то, что многочисленные опыты, проведенные в различных условиях, свидетельствуют о варьировании критического значения числа $Re_{кр}$ в довольно широком диапазоне — от 2000 до 8000.

На рис. 4.4 ламинарный режим характеризуется семейством прямых $\lambda = \lambda(Re)$ с числом Vi в качестве независимого — это графическое представление параметра уравнения Бакингема, а турбулентному режиму соответствует кривая $\lambda = \lambda(Re)$, не зависящая от критерия Vi или Ne , т. е. от τ_0 . Переход от одного режима к другому происходит в окрестности пересечения линий, определяющих ламинарное течение, с кривой для турбулентного течения. Следовательно, число $Re_{кр}$ растет с увеличением критерия Vi или Ne : сплошная линия на рис. 4.17 определяется пересечением пучка прямых, соответствующих решению уравнения (4.53), с кривой турбулентного режима.

Этот метод определения перехода от ламинарного течения к турбулентному, введенный Хедстромом, получил широкое распространение [7, 16, 49—51].

В 1963 г. Хэнкс [52] разработал общий критерий устойчивости ламинарного течения, который можно применять для жидкостей многих типов при различной конфигурации каналов.

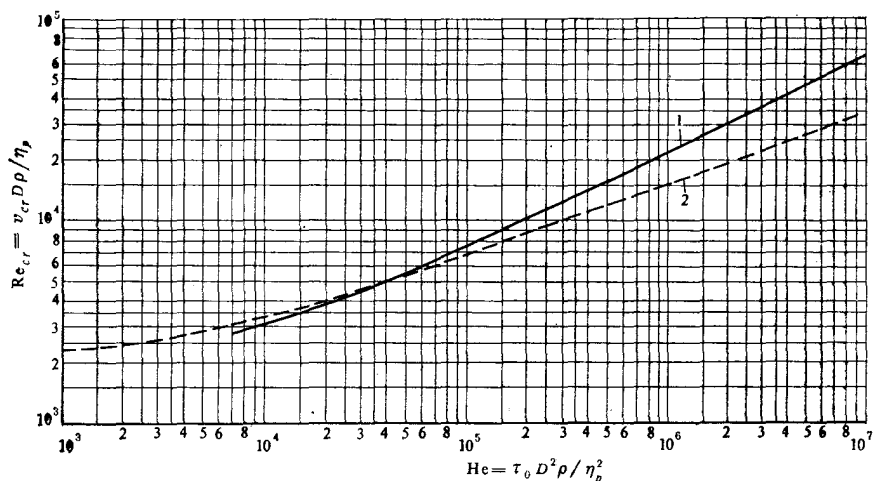


Рис. 4.17. Переход от ламинарного режима к турбулентному при течении бингамовских жидкостей в трубах:

1 — пересечение прямых, соответствующих решению уравнения Бакингема, с кривой турбулентного течения; 2 — зависимость Хэнкса

Этот критерий введен в виде соотношения сил инерции и трения непосредственно в общие уравнения течения

$$K = \frac{|\rho \vec{v} \times \text{rot } \vec{v}|}{|\text{div } \tau|}. \quad (4.191)$$

Для круглых прямых трубопроводов

$$K = \frac{1}{2} \frac{\rho}{dp/dz} \frac{d}{dr} (v^2). \quad (4.192)$$

В отличие от критерия Рейнольдса, в котором используется средняя скорость, K является локальным параметром — функцией точки. Его значение изменяется от нуля на стенке трубы, проходит через максимум и снова возвращается к нулю на оси трубопровода. Иначе говоря, турбулентность начинается на некотором расстоянии от стенки, которое зависит от профиля скорости при ламинарном течении. Установлено, что для ньютоновских жидкостей точка минимальной устойчивости потока соответствует $\sqrt{1/3} R$, а K имеет критическое значение $2100/\sqrt{27} = 404$.

Применительно к течению бингамовских жидкостей Хэнкс [10, 52] доказал, что переход ламинарного режима в турбулентный происходит при

$$\text{Re}_{cr} = 2100 \frac{1 - \frac{4}{3} \alpha_{cr} + \frac{1}{3} \alpha_{cr}^4}{(1 - \alpha_{cr})^2}, \quad (4.193)$$

где $\alpha_{cr} = \tau_0/\tau_{p. cr}$ определяется уравнением

$$\frac{\alpha_{cr}}{(1 - \alpha_{cr})^2} = \frac{\text{He}}{16800}. \quad (4.194)$$

Совместным решением уравнений (4.193) и (4.194) была получена пунктирная линия на рис. 4.17: число Re_{cr} возрастает с увеличением критерия He (или Bi). Хэнкс и Пратт показали неплохое соответствие этой теоретической зависимости экспериментальным данным различных авторов.

Следует отметить, что кривые на рис. 4.17 не совпадают: пунктирная линия определяет теоретический конец ламинарного режима течения, тогда как сплошная линия — начало полной турбулентности.

Проведя теоретический анализ, Хэнкс и Дадиа [54, 55] смогли аналитически определить коэффициент гидравлического сопротивления λ в виде непрерывной функции критерия Re , как в переходном диапазоне, так и при турбулентном режиме. Таким образом, они в явном виде показали постепенный переход к турбулентному течению; кроме того, при $\text{He} < 10^6$ график зависимости коэффициента λ располагается ниже линии Никурадзе для полностью развитого турбулентного течения ньютоновских жидкостей в гладких трубопроводах (см. рис. 4.25).

Жидкости Оствальда—де Ваале и Метцнера—Рида. Поскольку, согласно обобщению Метцнера—Рида, реологическая модель жидкости может быть представлена в виде совокупности параметров модели Оствальда—де Ваале, рассмотрим ее более подробно; при этом следует помнить, что реологические параметры справедливы только для того диапазона напряжений сдвига, в котором они были установлены.

Переход от ламинарного режима к переходному и от переходного к турбулентному можно определить по диаграмме $\lambda = \lambda(\text{Re})$, составленной Доджем и Метцнером (см. рис. 4.26), где Re оценен из соотношений (4.65) и (4.91). Из анализа этой зависимости следуют такие диапазоны режимов течения:

$$\begin{aligned} \text{Re} < (3470 - 1370n) & \text{— ламинарное течение;} \\ \text{Re} = (3470 - 1370n) \div (4270 - 1370n) & \text{— переходное течение;} \\ \text{Re} > (4270 - 1370n) & \text{— турбулентное течение.} \end{aligned} \quad (4.195)$$

В переходном режиме коэффициент гидравлического сопротивления можно рассчитать по формуле

$$\lambda = \lambda_l + \frac{\text{Re} - (3470 - 1370n)}{800} (\lambda_t - \lambda_l), \quad (4.196)$$

где $\lambda_l = 64/\text{Re}$ при $\text{Re} = (3470 - 1370n)$, а λ_t определяется из уравнения (4.228) при $\text{Re} = (4270 - 1370n)$.

В 1959 г. Райен и Джонсон [56] предложили другой критерий устойчивости ламинарного течения, приемлемый прежде всего для жидкостей без критического напряжения сдвига:

$$Z = \frac{R\tau_p}{\tau_p} \frac{dv}{dr}. \quad (4.197)$$

Параметр Z равен нулю на стенке и в центре трубы. Максимальное значение этого параметра и соответствующая радиальная координата определяются дифференцированием Z по r для известного распределения скоростей. Для ньютоновских жидкостей $Z_{\max} = \sqrt{4/27} \text{Re}$ при $r = \sqrt{1/3} R$. Если $\text{Re}_{cr} = 2100$, получаем $Z_{cr} = 808$. Предполагается, что эта величина остается неизменной для жидкости любого типа (по крайней мере для жидкости без начального напряжения сдвига) и не зависит от геометрии канала течения.

Для жидкостей типа Оствальда—де Ваале доказано, что турбулентность потока вероятнее всего развивается в точке, находящейся от оси трубы на расстоянии

$$r = \left(\frac{1}{2+n} \right)^{\frac{n}{1+n}} R, \quad (4.198)$$

а

$$Z_{\max} = (3n+1) \left(\frac{1}{n+2} \right)^{\frac{n+2}{n+1}} \frac{Rv_{mp}}{K^{1/n}} \left(\frac{PD}{4} \right)^{\frac{1-n}{n}}. \quad (4.199)$$

В то же время с учетом выражения (4.65) получим

$$Z_{\max} = \left(\frac{3n+1}{n} \right)^2 \left(\frac{1}{n+2} \right)^{\frac{n+2}{n+1}} \frac{\text{Re}}{8} = \frac{\text{Re}}{8} \varphi(n), \quad (4.200)$$

где

$$\varphi(n) = \frac{(3n+1)^2}{n} \left(\frac{1}{n+2} \right)^{\frac{n+2}{n+1}}. \quad (4.201)$$

Из уравнения (4.200) при $Z_{cr}=808$ следует

$$\text{Re}_{cr} = \frac{6464n}{(1+3n)^2 \left(\frac{1}{2+n} \right)^{\frac{n+2}{n+1}}} = \frac{6464}{\varphi(n)}. \quad (4.202)$$

На рис. 4.18 видно, что кривые зависимостей (4.202) и (4.195) (первое соотношение) расходятся тем сильнее, чем меньше показатель n .

Иногда необходимо знать скорость сдвига (или напряжение сдвига) на стенке, при которой кончается ламинарный режим течения. Тогда

$$-\left(\frac{dv}{dr} \right)_p = 2 \frac{3n+1}{n} \frac{v_m}{D} = \frac{8v_m^2 \rho}{K \text{Re}} \left[\frac{2(3n+1)v_m}{nD} \right]^{1-n} \quad (4.203)$$

или

$$-\left(\frac{dv}{dr} \right)_p = \frac{v_m^2 \rho}{K Z_{\max}} \left[\frac{2(3n+1)}{n} \frac{v_m}{D} \right]^{1-n} \varphi(n). \quad (4.204)$$

Если известна кривая ламинарного течения $8v_m/D = f(PD/4)$, эти отношения можно записать в таком виде:

$$\tau_p = K' \left(\frac{8v_m}{D} \right)^{n'} = 8 \frac{v_m^2 \rho}{\text{Re}}; \quad (4.205)$$

$$\tau_p = K' \left(\frac{8v_m}{D} \right)^{n'} = \frac{v_m^2 \rho}{Z_{\max}} \varphi(n). \quad (4.206)$$

В общем случае, когда $n' \neq \text{const}$ и $K' \neq \text{const}$, критическое напряжение сдвига на стенке можно определить только мето-

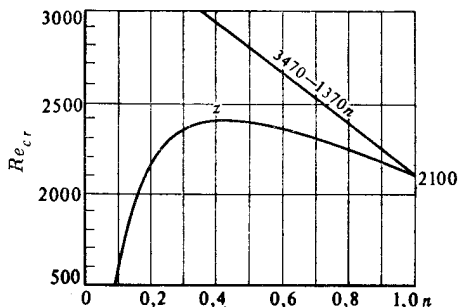


Рис. 4.18. Переход от ламинарного режима к турбулентному при течении жидкостей Оствальда—де Ваале в зависимости от показателя n

дом итераций, поскольку Re и Z_{\max} зависят от значений этих параметров.

Райен и Джонсон [56], Хэнкс и Христиансен [57] доказали удовлетворительное соответствие между теоретическими значениями Re_{cr} , основанными на критерии Z , и многочисленными экспериментальными данными, в том числе и данными по глинистым суспензиям и тампонажным растворам. Хэнкс и Христиансен развили теорию, распространив ее и на неизотермическое течение (неизотермичность, уменьшая значение показателя n , сказывается лишь на профиле скорости). В то же время было установлено, что эта теория не отражает должным образом поведения жидкостей с начальным напряжением сдвига; по-видимому, не подверженное сдвигу жесткое ядро течения, о котором ранее шла речь, в значительной мере повышает устойчивость течения (впрочем, они оспаривают пригодность обобщения Метцнера—Рида для таких сред, так как показатель n' , полученный в этом случае, недостаточно строго, по их мнению, характеризует поведение этих жидкостей в процессе течения). Поэтому Хэнкс вводит критерий K , определяемый выражением (4.191) и являющийся более общим относительно параметра Z .

Оба критерия можно использовать для оценки переходного режима течения и других жидкостей, если распределение скоростей известно.

4.2.2. Концентричное кольцевое пространство

Часто для анализа течения в трубах в выражениях для критериев подобия течения диаметр D заменяется эквивалентным диаметром.

Это понятие было введено для ламинарного течения ньютоновских жидкостей в трубах произвольного поперечного сечения. Эквивалентный диаметр—это диаметр такой круглой трубы, в которой при течении жидкости с конкретной скоростью критерий Re , а следовательно, коэффициент гидравлического сопротивления и перепад давления будут такими же, что и при течении в исследуемом трубопроводе произвольного сечения. Градиент давления рассчитывается по формуле

$$P = \frac{32\eta v_m}{D_{ec}^2}. \quad (4.207)$$

Ньютоновские жидкости. Приравняв средние скорости течения и градиенты давления в формулах Буссинеска (4.117) и Гагена—Пуазейля (4.36), получаем выражение для эквивалентного диаметра кольцевого пространства при ламинарном режиме течения

$$D_{ec} = (D_2 - D_1) \sqrt{\frac{(1 + \bar{R}^2) \ln \bar{R} + (1 - \bar{R}^2)}{(1 - \bar{R})^2 \ln \bar{R}}}, \quad (4.208)$$

где $\bar{R}=R_1/R_2=D_1/D_2$. С помощью этого выражения можно вычислить значения критерия Рейнольдса

$$Re_{ec} = \frac{v_m D_{ef} \rho}{\eta} \quad (4.209)$$

и коэффициент $\lambda=64/Re_{ec}$.

Предполагается, что конец ламинарного режима течения в кольцевом зазоре, как и в канале любого сечения, наступает при значении Re_{ec} около 2100 [16].

Доказано, что в узком кольцевом пространстве ($\bar{R} \rightarrow 1$) $D_{ec} \rightarrow \sqrt{2/3}$ ($D_2 - D_1 = 0,8165(D_2 - D_1)$), и, если воспользоваться выражением (4.143), получим $Re_{cr}=2572$. Практически в большинстве экспериментов получали гораздо меньшие значения Re_{cr} (1600—2000) [28, 29, 37].

Бингамовские жидкости. Из многочисленных примеров использования критерия Re для определения режима течения жидкостей этого типа приведем лишь наиболее известный (он же и самый спорный). Вычисляется приближенная эффективная вязкость при помощи соотношения (4.43), в котором D заменяется на $(D_2 - D_1)$, а затем рассчитывается обобщенное число по формуле

$$Re^* = \frac{v_m (D_2 - D_1) \rho}{\eta_{ef, a}} = \frac{v_m (D_2 - D_1) \rho}{\eta_p \left[1 + \frac{1}{6} \frac{\tau_0 (D_2 - D_1)}{v_m \eta_p} \right]}. \quad (4.210)$$

Переход к турбулентному режиму течения предполагается при $Re^*=1600 \div 1700$, однако в ряде работ указывается на более широкий диапазон критических значений Re^* (1000—2000), что подчеркивает ограниченные возможности применения этого критерия [26—29].

Согласно зависимости на рис. 4.12, переход от одного режима к другому происходит при пересечении прямых ламинарного течения с кривой турбулентного течения. Значение критерия Re_{cr} , определяемого с помощью выражения (4.143), возрастает с увеличением значений критериев Bi или He (сплошная линия на рис. 4.19).

Используя обобщенный критерий K из соотношения (4.191), Хэнкс получил теоретическое решение этой задачи [10]. Оно представлено графически на рис. 4.20. Значения критериев Re и He получены с помощью уравнений (4.48) и (4.52) с заменой диаметра D эквивалентным диаметром [см. уравнение (4.208)]. Следует отметить, что Re_{cr} зависит от соотношения R_1/R_2 и становится больше с увеличением значения критерия He .

По аналогии с течением в плоской щели между двумя параллельными плоскостями Хэнкс считает, что в узком кольцевом пространстве переход имеет место при

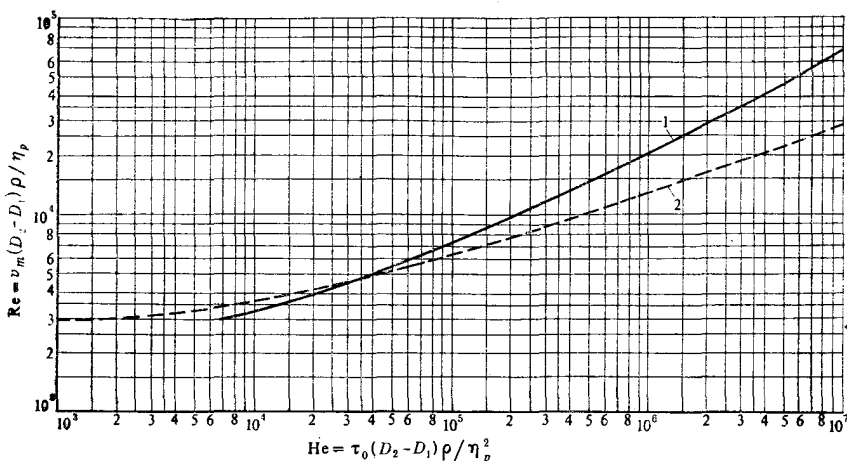


Рис. 4.19. Переход от ламинарного режима к турбулентному при течении бингамовских жидкостей в кольцевом пространстве, рассматриваемом в виде плоской щели между двумя параллельными плоскостями:

1 — пересечение прямых ламинарного течения с кривой турбулентного течения; 2 — зависимость Хэнкса

$$\text{Re}_{cr} = 2800 \frac{1 - \frac{3}{2} \alpha_{cr} + \frac{1}{2} \alpha_{cr}^3}{(1 - \alpha_{cr})^3}, \quad (4.211)$$

где $\alpha_{cr} = \tau_0 / |\tau_{p, cr}|$ и определяется из соотношения

$$\frac{\alpha_{cr}}{(1 - \alpha_{cr})^3} = \frac{\text{He}}{33\,600}; \quad (4.212)$$

$\tau_{p, cr}$ — критическое напряжение сдвига на стенке канала. Значения Re и He здесь определяются из уравнений (4.143) и (4.145) соответственно.

С помощью уравнений (4.211), (4.212) была построена пунктирная кривая на рис. 4.19. Она тождественна кривой на рис. 4.20, построенной для $\bar{R} = 1,0$, если D_{ec} заменить на $\sqrt{2/3} (D_2 - D_1)$. И снова отмечаем, что значения критерия Re_{cr} , предсказываемые теорией Хэнкса, не совпадают со значениями критерия Re_{cr} , полученными при пересечении линий ламинарного течения с кривой турбулентного течения.

Посредством теоретического анализа, подобного проведенному для течений в трубах, Хэнкс и Валиа [58] получили зависимость коэффициента гидравлического сопротивления λ от критериев Re и He в переходной зоне (см. рис. 4.27), а также определили диапазон значений He ($\text{He} < 5 \cdot 10^5$), в котором значение λ меньше, чем при турбулентном течении ньютоновских жидкостей.

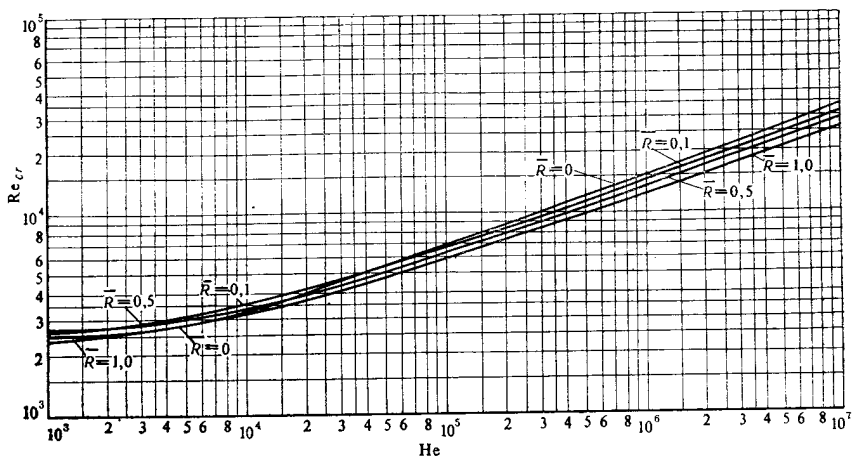


Рис. 4.20. Изменение критического значения критерия Рейнольдса в зависимости от значений критерия Хедстрема при течении бингамовских жидкостей в кольцевом пространстве

Жидкости Оствальда—де Ваале и Метцнера—Рида. По Бирду и Фредриксону, конец ламинарного режима течения наступает тогда, когда число Re в уравнении (4.157) достигает 2100. Однако экспериментальное подтверждение этого предположения отсутствует.

Часто используется выражение (4.161), приемлемое для узкого кольцевого пространства, а диапазоны существования различных режимов течения определяются с помощью соотношений (4.195) [51].

Другой подход заключается в определении эквивалентного диаметра из соотношения (4.208) и критерия Re из выражения (4.65), после чего можно использовать те же соотношения (4.195).

Если принять критерий устойчивости Райена—Джонсона ($Z_{rc}=808$) или критерий Хэнкса, а кольцевое пространство рассматривать в виде плоской щели между двумя параллельными плоскостями, то можно получить выражение, подобное уравнению (4.202):

$$Re_{cr} = \frac{4848n}{(1 + 2n)^2 \left(\frac{1}{2 + n} \right)^{\frac{2+n}{n+1}}} \quad (4.213)$$

Нетрудно показать, что для ньютоновских жидкостей соотношения (4.211), (4.212) и (4.213) сводятся к $Re_{cr}=2800$, что отличается от принятого значения Re_{cr} , равного 2100.

Предположение о том, что $Z_{cr}=808$ и не зависит от геометрии проходного сечения канала и свойств жидкости, приводит

к такому несоответствию. При использовании эквивалентного диаметра $\sqrt{2/3} (D_2 - D_1)$ вместо числа 2800 получается значение Re_{cr} , равное 2286. Это было подтверждено Хэнксом экспериментально [52]. Однако Уолкер [59—61] оспаривает приемлемость соотношений (4.195) не только для кольцевого пространства, но и для круглых труб. Он поддерживает лишь использование параметра устойчивости Z , распространяя его и на винтовое течение, вызываемое вращением колонны бурильных труб.

Из графиков (рис. 4.21), построенных по данным лабораторных исследований, следует, что переход к ламинарному течению наступает при тем меньших расходах, чем выше частота вращения колонны труб.

В то же время величина Z при винтовом движении жидкости имеет максимальные значения вблизи стенок кольцевого пространства; этим, по-видимому, и объясняется эрозия стенок скважины даже при ламинарном (в целом) течении бурового раствора.

В то же время влияние вращения внутренней колонны на перепад давления в скважине незначительно [61].

4.2.3. Эксцентричное кольцевое пространство

Известны исследования для ньютоновских и бингамовских жидкостей [31, 37, 46, 47].

Так, при течении воды в кольцевом пространстве между 32- и 50-мм трубами ($R_1/R_2=0,636$), Минигазимов установил, что значение Re_{cr} , рассчитанное по формуле (4.143), уменьшается от 1800 при $e=0$ до 1050 при $e=1$, а Булатов и др. с помощью кольцевого вискозиметра, для которого $R_1/R_2=0,7$,

Рис. 4.21. Влияние вращения бурильной колонны на устойчивость ламинарного течения в кольцевом пространстве:

1 — вода; 2 — бентонитовый буровой раствор; 3 — гипсовый буровой раствор; 4 — ламинарное течение; 5 — турбулентное течение

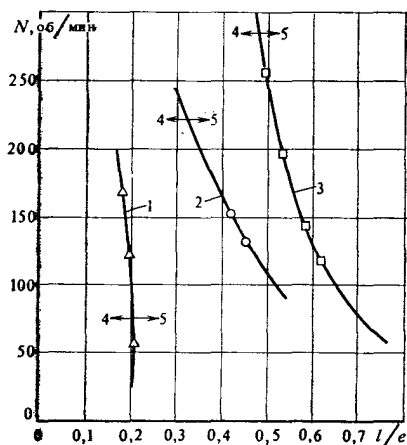


Рис. 4.22. Зависимость Re_{cr} от эксцентриситета при течении воды в кольцевом пространстве:

1 — по данным Измаилова, Булатова [46] и Булатова, Уханова [47]; 2 — по данным Мирзаджанзаде [48]

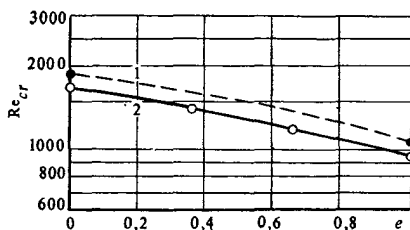


Таблица 4.2

ρ , кг/м ³	η_p , мПа·с	τ_0 , Па	θ_1/θ_{10} , Па	Re	Re _{cr}		
					Концентрическое пространство		Эксцентрическое пространство
					Согласно рис. 4.22	Согласно работам [46, 47]	
1060	5,6	15,00	7,8/10,3	143·10 ³	7000	7026	5628
1037	3,8	1,87	1,4/3,8	40,9·10 ³	5000	4198	2967
1060	3,0	0,90	1,2/2,3	30,3·10 ³	4600	3753	2629
1040	6,5	2,00	0/0,4	14·10 ³	3900	2891	1967

нашли, что Re_{cr} изменяется от 1650 при $e=0$ до 920 при $e=1$ (рис. 4.22). Возникновение турбулентности зависит не только от эксцентриситета, но и от отношения R_1/R_2 .

Для бингамовских жидкостей также наблюдается некоторое уменьшение значения Re_{cr} в эксцентрическом пространстве по сравнению с концентричным (табл. 4.2) [46, 47].

При течении в эксцентричных кольцевых каналах ламинарный режим переходит в турбулентный при меньших значениях числа Re, чем в концентричном кольцевом пространстве, благодаря более высокой максимальной скорости в широкой части проходного сечения. Турбулентность сначала возникает в более широкой части кольцевого зазора, а затем, по мере увеличения расхода, распространяется и на суженную область поперечного сечения. Это явление наиболее заметно при течении сред с начальным напряжением сдвига при появлении в потоке застойных зон; скорость течения в проходном сечении, не занятом застойной зоной, выше, нежели в концентричном пространстве.

4.3. ТУРБУЛЕНТНОЕ ТЕЧЕНИЕ

Турбулентное течение жидкости характеризуется флуктуацией скорости частиц по всем направлениям (как параллельно, так и перпендикулярно к вектору средней скорости). Оно развивается вследствие появления вихрей, возникающих в результате отрыва пограничного слоя под воздействием каких-либо возмущений (например, вибрации), и часто рассматривается как потеря устойчивости ламинарного течения. Турбулентность предполагает перенос энергии и вещества по всем направлениям, дополнительные напряжения сдвига, более высокие коэффициенты диффузии и проводимости.

Кроме скорости, отмеченным флуктуациям подвержены и другие характеристики течения: температура, давление, напря-

жение сдвига. Их значения в каждой точке потока можно рассматривать в виде двух составляющих: усредненной во времени величины и флуктуирующей компоненты.

Следовательно, проекции скорости могут быть выражены так:

$$v_i = \bar{v}_i + v'_i, \quad i = 1, 2, 3. \quad (4.214)$$

Компонента \bar{v}_i усредняется в интервале времени T , достаточно длительном, чтобы значение \bar{v}_i не зависело от продолжительности этого временного интервала:

$$\bar{v}_i = \frac{1}{T} \int_{t-\frac{T}{2}}^{t+\frac{T}{2}} v_i dt. \quad (4.215)$$

Если средние величины остаются постоянными при любом значении t , то турбулентное течение считается установившимся (фактически оно стационарно в среднем).

Наиболее важным эффектом флуктуации скорости v'_i является перенос количества движения в направлениях, перпендикулярных к линиям тока. В результате этого в потоке возникают дополнительные напряжения, названные турбулентными напряжениями или напряжениями Рейнольдса.

Доказано [15, 62], что средние значения этих напряжений

$$\bar{\tau}_{ij,t} = \overline{\rho v'_i v'_j}, \quad i, j = 1, 2, 3. \quad (4.216)$$

Они суммируются с напряжениями, вызванными вязким трением между молекулами жидкости, поэтому

$$\tau_{ij} = \tau_{ij,v} + \tau_{ij,t} = \eta \bar{v}_{i,j} + \overline{\rho v'_i v'_j}. \quad (4.217)$$

Можно доказать, что, хотя усредненные во времени флуктуации скорости v'_i а также температуры и давления равны нулю, произведение этих флуктуаций, как правило, отлично от нуля [15, 62].

Измерение флуктуации скорости v'_i крайне затруднительно и в принципе практического интереса не представляет. Более целесообразно установить зависимость напряжений, вызванных турбулентностью, от средних скоростей или их производных в виде уравнений, аналогичных реологическим (конститутивным) уравнениям:

$$\bar{\tau}_{ij,t} = \eta_t \bar{v}_{i,j}; \quad (4.218)$$

тогда выражение (4.217) примет вид

$$\tau_{ij} = (\eta + \eta_t) \bar{v}_{i,j}. \quad (4.219)$$

Константа η_t имеет размерность вязкости и иногда называется турбулентной вязкостью, однако она не является физиче-

ским свойством жидкости, а лишь характеризует степень турбулентности и зависит от координаты рассматриваемой точки. Вблизи стенок, где все компоненты скорости стремятся к нулю, ее значения близки к нулю и возрастают при удалении от стенок канала. Фактически она определяется распределением средних скоростей, и, таким образом, уравнение (4.218) невозможно использовать непосредственно без соответствующих дополнительных гипотез или экспериментальных данных.

Необходимо подчеркнуть, что при турбулентном течении напряжения τ_{ij} , как правило, значительно больше (иногда в тысячу раз) напряжений, вызванных вязкостью η ; таким образом, последними можно пренебречь, за исключением области течения, непосредственно прилегающей к стенкам канала, где турбулентные напряжения исчезают. Эта область очень тонкая, она составляет так называемый ламинарный подслой. Далее находится область течения, где вязкие и турбулентные напряжения имеют примерно одинаковые значения. Эта зона составляет переходную область течения. В остальной (преобладающей) части потока вязкие напряжения весьма незначительны по сравнению с турбулентными и течение считается полностью турбулентным.

Следовательно, при турбулентном течении градиент давления создается турбулентными касательными напряжениями. Коэффициент гидравлического сопротивления λ (хотя и косвенно) зависит от реологических свойств жидкости, которые влияют на степень турбулентности и на значение флуктуации скорости.

Для турбулентного потока коэффициент λ определяется двумя способами. Первый заключается в установлении эмпирических соотношений непосредственно между λ и различными безразмерными комплексами, например критериями Re , Bi , Z , которые характеризуют степень турбулентности. Второй способ, а точнее, подход, состоит в определении таких корреляций через профиль усредненной во времени скорости течения (в дальнейшем черта сверху в обозначении этой скорости будет опускаться).

Для ньютоновских жидкостей известны логарифмическое распределение скоростей, названное также универсальным, поскольку не зависит от критерия Re (это доказано на основе понятия «длина пути смещения», введенного Прандтлем), и степенное распределение. Последнее для круглых труб записывается в таком виде:

$$v = v_{\max} \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{n}}, \quad (4.220)$$

где v_{\max} представляет здесь максимальную скорость в центре трубы, а показатель n является функцией критерия Re и варьирует от 6 при $Re=4000$ до 10 при $Re=3,2 \cdot 10^6$. Чаше других используется значение $n=7$, предложенное Прандтлем и приемлемое для случаев, когда $Re < 10^5$.

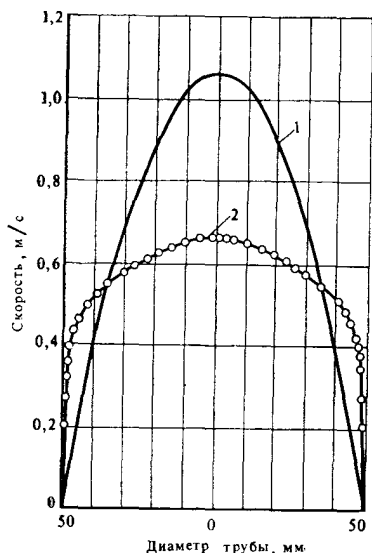


Рис. 4.23. Профили скоростей при ламинарном и турбулентном течении воды в круглой трубе при $Re=4000$ (по Никурадзе):

1 — ламинарное течение; 2 — турбулентное течение (по данным Никурадзе)

Для неньютоновских жидкостей Метцнер и Додж [63], Боуж и Метцнер [64], Клапп (ссылка [8], [16]) на основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований предлагают различные зависимости для распределения скоростей, подчеркивая при этом, что они зависят от степени турбулентности потока и от реологических свойств жидкости.

Следует подчеркнуть, что профиль скоростей в турбулентном потоке качественно отличается от профиля скоростей ламинарного течения. Параболическое распределение при ламинарном течении неньютоновских жидкостей сменяется уплощенным распределением при турбулентном течении; скорости деформации значительно выше у стенки трубопровода и меньше, чем

при ламинарном течении, в центре. Это уплощение становится тем отчетливее, чем выше значение Re и чем ярче выражены псевдопластичные свойства жидкости. На рис. 4.23 представлено распределение скоростей для обоих режимов течения — в данном случае воды — при одном и том же значении критерия Рейнольдса (по Никурадзе).

Далее будут приведены зависимости для коэффициента гидравлического сопротивления λ , полученные из формулы Дарси—Вейсбаха, без анализа их вывода. Многие из них являются эмпирическими.

4.3.1. Трубы

Ньютоновские жидкости. Для гладких круглых труб приведем лишь некоторые зависимости. Первая, эмпирическая, была предложена Блазиусом в 1913 г.:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (4.221)$$

Она находится в хорошем соответствии с экспериментальными результатами при значениях числа Re в диапазоне 3000—100 000. Этому выражению соответствует степенное распределение скорости при $n=7$ [см. уравнение (4.220)].

Другая зависимость — производная от логарифмического распределения скорости с незначительными вариациями числовых коэффициентов — принадлежит Никурадзе (приписывается также Карману и Прандтлю):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg (\operatorname{Re} \sqrt{\lambda}) - 0,80, \quad (4.222)$$

она пригодна для очень широкого диапазона числа Re ($3 \cdot 10^3 \div \div 3 \cdot 10^6$).

Однако, поскольку в действительности трубы не бывают совершенно гладкими, напряжения сдвига на стенке и коэффициент λ зависят как от критерия Re , так и от степени шероховатости. Последний параметр не оказывает влияния лишь тогда, когда ламинарный подслой имеет достаточную толщину для перекрытия шероховатостей стенок (значения Re и абсолютная шероховатость малы), т. е. трубы считаются гидравлически гладкими.

Для шероховатых труб чаще всего используется формула Колбрука—Уайта

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{\operatorname{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71D} \right), \quad (4.223)$$

где k — эквивалентная шероховатость труб, равная высоте равнозернистой песчаной шероховатости труб с тем же значением коэффициента λ .

При достаточно большом значении числа Re толщина ламинарного подслоя $\delta \ll k$ и влияние шероховатости становятся преобладающими. В этом случае формула (4.223) сводится к зависимости Никурадзе, установленной для шероховатых труб:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \frac{D}{k} + 1,14. \quad (4.224)$$

Рассмотренные уравнения представлены графически на рис. 4.24, это так называемая диаграмма Муди. Для бурильных и обсадных труб, а также для стальных трубопроводов $k = (0,02-0,04)$ мм.

Бингамовские жидкости. Большинство экспериментальных исследований [6, 8], используемых в практических расчетах [37, 19, 49—51], показало независимость коэффициента λ от пластических свойств жидкости в турбулентном режиме. Была установлена однозначная зависимость $\lambda = \lambda(\operatorname{Re}, k)$, и рекомендовано использовать те же соотношения, что и для ньютоновских жидкостей, после замены η на η_p . Впрочем, кроме зависимостей Блазиуса и Никурадзе существуют различные экспериментальные кривые, построенные для колонн бурильных и обсадных труб, а также для трубопроводов при течении буровых или тампонажных растворов. Для практического использования

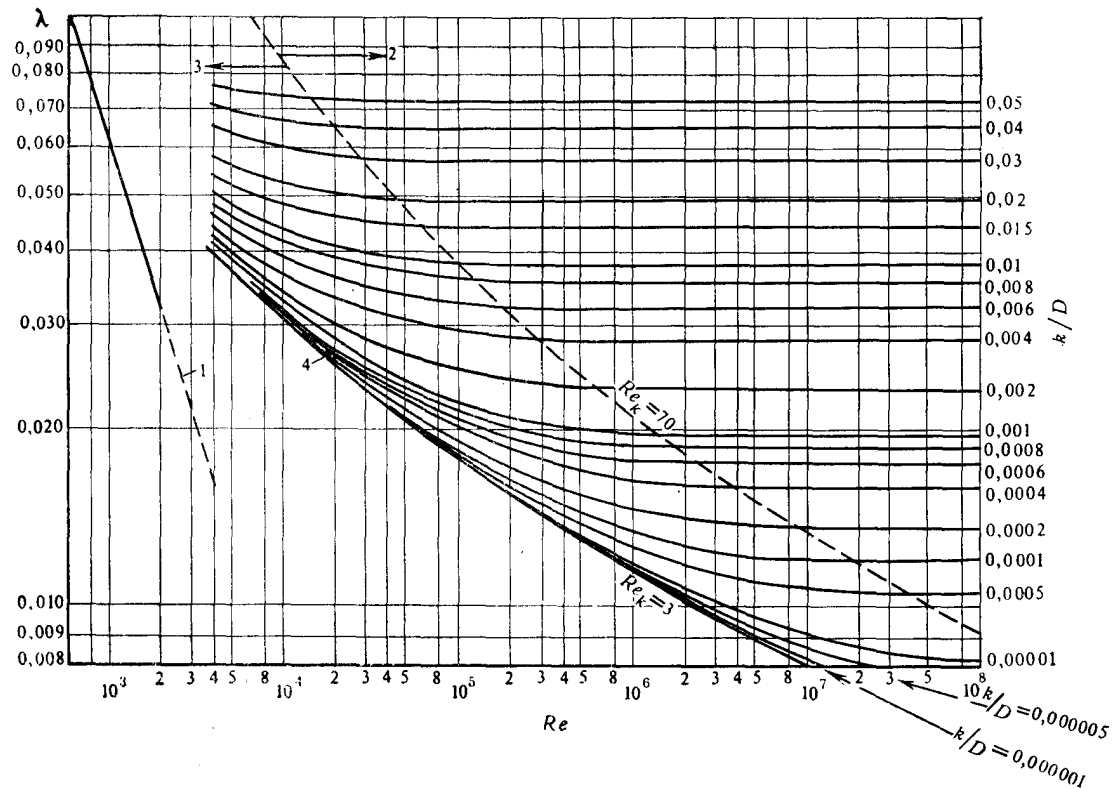


Рис. 4.24. Зависимости коэффициента гидравлического сопротивления λ при течении в трубах ньютоновских жидкостей: 1 — ламинарное течение $\lambda = 64/Re$; 2 — шероховатые стенки, турбулентное течение; 3 — частично шероховатые стенки, турбулентное течение; 4 — кривая Никурадзе — гладкие трубы $Re_{\lambda} = 3$

рекомендуется номограмма, полученная экспериментально и показанная на рис. 4.4.

Другие зависимости предложили в разное время Томита (1959 г.), Торранс (1963 г.) [8, 16], Томас (1963 г.) [8], Хэнкс и Дадиа (1969 г.). Они коррелируют коэффициент λ с обоими реологическими параметрами вязкопластичных жидкостей; в общем при одинаковых значениях числа Re значения λ увеличиваются с ростом τ_0 .

На рис. 4.25 показана корреляционная зависимость между λ и Re для различных значений критерия He ; она получена Хэнксом и Дадиа. Следует отметить, что в турбулентном режиме течения вязкопластичных сред при $He < 5 \cdot 10^5$ значения коэффициента λ меньше, чем для ньютоновских жидкостей (см. кривую Никурадзе), а при $He > 5 \cdot 10^5$ — больше. Наблюдаются также постепенный переход от ламинарного режима к турбулентному и наличие на кривой зависимости $\lambda = \lambda(Re)$ минимумов и максимумов. Для практических целей не рекомендуется принимать значения коэффициента λ меньшими, чем вычислены по формулам Блазиуса или Никурадзе.

Часто устанавливают корреляционную связь между коэффициентом гидравлического сопротивления λ и критерием Re^* [см. соотношение (4.189)] посредством различных эмпирических соотношений:

Филатов:

$$\lambda = \frac{0,1}{(Re^*)^{0,15}} \text{ для неутяжеленных буровых растворов с}$$

$$\eta_p = 5 \div 20 \text{ мПа} \cdot \text{с}, \quad \tau_0 < 10 \text{ Па};$$

$$\lambda = 0,02 \text{ для буровых растворов с } \rho = 1400 \div 1750 \text{ кг/м}^3,$$

$$\eta_p = 10 \div 30 \text{ мПа} \cdot \text{с}, \quad \tau_0 = 5 \div 20 \text{ Па};$$

$$\lambda = 0,0025 (Re^*)^{0,2} \text{ для утяжеленных буровых растворов с}$$

$$\text{плотностью } \rho > 1800 \text{ кг/м}^3, \quad \eta_p = 15 \div 45 \text{ мПа} \cdot \text{с},$$

$$\tau_0 = 9 \div 40 \text{ Па.} \quad (4.225)$$

Шищенко и Ибатулов:

$$\lambda = \frac{0,075}{8 \sqrt{Re^*}} \text{ при } Re^* = 2500 \div 50000. \quad (4.226)$$

Мительман:

$$\lambda = \frac{0,08}{7 \sqrt{Re^*}} \text{ при } Re^* = 2500 \div 40000. \quad (4.227)$$

Эти соотношения дают значения λ , которые на 10—30 % меньше вычисленных на рис. 4.4.

Пример 4.13. Определить режим течения и перепад давления в 100-мм колонне труб длиной $L=1000$ м, через которую при расходе $Q=25 \cdot 10^{-3}$ м³/с

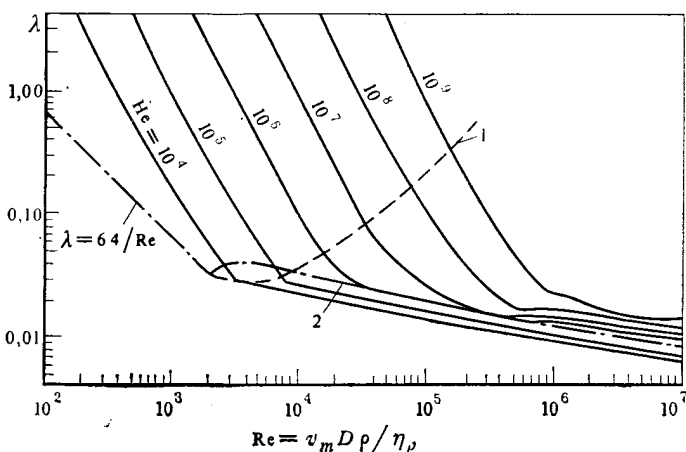


Рис. 4.25. Коэффициент гидравлического сопротивления λ (по Хэнксу и Дадиа) при турбулентном течении в трубах:

1 — конец ламинарного течения; 2 — кривая Никурадзе

течет буровой раствор с такими характеристиками: $\rho = 1500 \text{ кг/м}^3$, $\eta_p = 20 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ и $\tau_0 = 7 \text{ Па}$.

Решение

Средняя скорость

$$v_m = \frac{4Q}{\pi D^2};$$

$$v_m = \frac{4 \cdot 0,025}{3,14 \cdot 0,1^2} = 3,183 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{v_m D \rho}{\eta_p};$$

$$Re = \frac{3,183 \cdot 0,1 \cdot 1500}{20 \cdot 10^{-3}} = 23872.$$

Критерий Бингама

$$Bi = \frac{\tau_0 D}{v_m \eta_p};$$

$$Bi = \frac{7 \cdot 0,1}{3,183 \cdot 0,02} = 11.$$

Согласно графикам на рис. 4.17, значение Re_{cr} $4200 < 23872$, что указывает на существование турбулентного режима течения.

По графику зависимости $\lambda = \lambda(Re)$ на рис. 4.4 определим, что $\lambda = 0,023$.

Перепад давления найдем по формуле Дарси — Вейсбаха

$$\Delta p = 0,023 \frac{3,183^2}{2} \frac{1000}{0,1} 1500 = 1,75 \text{ МПа}.$$

Жидкости Оствальда—де Ваале и Метцнера — Рида. В 1959 г. Додж и Метцнер [63] посредством полуэмпирического анализа для гладких труб получили зависимость, которая описывает профиль скорости турбулентного потока, а также получили выражение для коэффициента λ :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{2}{n'^{0,75}} \lg \left(\text{Re} \lambda^{1 - \frac{n'}{2}} \right) - \frac{0,602(2 - n')}{n'^{0,75}} - \frac{0,2}{n'^{1,2}}, \quad (4.228)$$

где число Re определяется с помощью соотношения (4.91). Значение коэффициента n' вычисляется при напряжении сдвига, соответствующем напряжению сдвига на стенке в турбулентном режиме течения.

При $n' = 1$ это уравнение тождественно соотношению (4.222). Оно приемлемо и для жидкостей Оствальда—де Ваале с показателем $n' = n$ и числом Re , вычисленным по формуле (4.65). Уравнение (4.228) представлено графически на рис. 4.26. Оно было экспериментально проверено авторами для значений Re в пределах 2900—36 000 и n' от 0,36 до 1,0. При $n' > 1$ справедливость уравнения вызывает сомнения.

Для шероховатых трубопроводов значение λ , определенное по диаграмме Доджа—Метцнера, умножается на отношение коэффициентов гидравлического сопротивления ($\lambda_{\text{rug}}/\lambda_{\text{net}}$), полученных по диаграмме Муди (см. рис. 4.24) при одном и том же значении числа Re .

Есть и другие соотношения, авторы которых — Томита, Клэпп, Торранс (см. [8]). Последний распространяет уравнения, полученные Клэппом, и на жидкости Гершеля—Балкли как для гладких, так и для шероховатых труб.

В 1967 г. Лорд, Халсей и Мелтон [65] предложили эмпирический метод анализа турбулентного течения, приемлемый для любого типа неньютоновских жидкостей, даже с вязкоупругими свойствами; он основан на линейной (в логарифмических координатах) зависимости между параметрами $PD/4$ и $8v_m/D$. Посредством обобщения формулы Блазиуса с учетом уравнения Дарси—Вейсбаха была получена зависимость

$$D^{1,2}P/4 = A(8v_m)^n. \quad (4.229)$$

Параметры A и n , характерные для каждой жидкости, по экспериментальным данным авторов не зависят от диаметра. Их можно определить с помощью капиллярного вискозиметра и использовать для расчетов течения в трубах любого диаметра, хотя Холл [66] обращает внимание на непостоянство показателя экспоненты диаметра D и на неравномерность распространения одних и тех же констант A и n на широкий диапазон диаметров.

Пример 4.14. Вычислить перепад давления при тех же условиях течения, что и в примере 4.4, при расходе $Q = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ и плотности $\rho = 1500 \text{ кг/м}^3$.

Решение

Средняя скорость

$$v_m = \frac{4 \cdot 0,030}{3,14 \cdot 0,1^2} = 3,82 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса вычисляется по формуле (4.65):

$$Re = 8^{1-0,6} \left(\frac{4 \cdot 0,6}{3 \cdot 0,6 + 1} \right)^{0,6} \frac{3,82^{2-0,6} \cdot 0,1^{0,6} \cdot 1500}{0,5} = 10\,305.$$

Из рис. 4.26 следует, что течение турбулентное и $\lambda=0,022$. Перепад давления

$$\Delta p = 0,022 \frac{3,82^2}{2} \frac{2000}{0,1} 1500 = 4,82 \text{ МПа.}$$

Пример 4.15. Определить перепад давления в колонне труб диаметром $D=100$ мм и длиной $L=1000$ м, через которую с расходом $Q=20 \cdot 10^{-3}$ м³/с прокачивается жидкость с теми же характеристиками, что и в примере 5.1 (см. также примеры 4.5 и 4.6).

Решение

Предположим, что течение определяется экспериментальной кривой, показанной на рис. 5.1. Необходимо знать значения K' и n' при фактическом напряжении сдвига на стенке. Но так как оно неизвестно, задача решается методом последовательных приближений.

Средняя скорость

$$v_m = \frac{4 \cdot 0,020}{3,14 \cdot 0,1^2} = 2,546 \text{ м/с.}$$

В таком случае

$$\frac{8v_m}{D} = \frac{8 \cdot 2,546}{0,1} = 203,68 \text{ с}^{-1}.$$

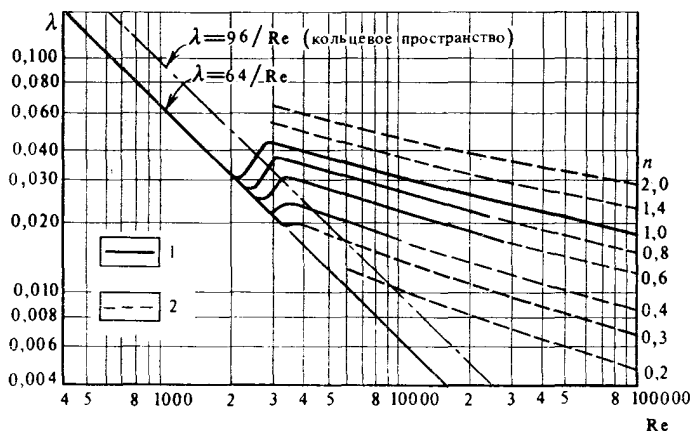


Рис. 4.26. Коэффициент гидравлического сопротивления λ при течении в трубах жидкостей Оствальда—де Ваале и Метцнера—Рида:

1 — экспериментальные данные; 2 — экстраполированные данные

На рис. 5.1 через точку на оси абсцисс $203,68 \text{ с}^{-1}$ проводим касательную к кривой и определяем $K' = 1,66 \text{ Па} \cdot \text{с}^{n'}$ и $n' = 0,30$. При этом ордината точки $PD/4 = 8,4 \text{ Па}$.

С помощью соотношения (4.91) вычисляем число Рейнольдса

$$Re = 8^{1-0,3} \frac{2,546^{2-0,3} \cdot 0,1^{0,3} 1050}{1,66} = 6656.$$

Из графиков на рис. 4.26 следует, что режим течения турбулентный и при $n' = 0,3$ $\lambda = 0,0165$.

Напряжение сдвига на стенке

$$\frac{PD}{4} = \lambda \frac{v_m^2}{8} \rho;$$

$$\frac{PD}{4} = 0,0165 \frac{2,546^2}{8} 1050 = 14,04 \text{ Па}$$

отличается от значения $8,4 \text{ Па}$, соответствующего ламинарному режиму.

Для $PD/4 = 14,04 \text{ Па}$ на рис. 5.1 определяем $K' = 0,49 \text{ Па} \cdot \text{с}^{n'}$ и $n' = 0,5$. Пересчитывая значения критерия Рейнольдса, получим 7786 , для которого $\lambda = 0,021$ и $PD/4 = 17,86 \neq 14,04$. Повторяя расчеты в пределах погрешности графиков, находим $PD/4 = 20 \text{ Па}$.

Перепад давления

$$\Delta p = \frac{PD}{4} \frac{4L}{D};$$

$$\Delta p = 20 \frac{4 \cdot 1000}{0,1} = 0,8 \text{ МПа}.$$

4.3.2. Кольцевое пространство

О турбулентном течении в кольцевом пространстве имеется немного данных. Часто вычисляется эквивалентный диаметр и используются соотношения, установленные для труб. Однако известны попытки непосредственного анализа течения в кольцевом пространстве, иногда по аналогии с движением в плоской щели между двумя параллельными плоскостями.

Ньютоновские жидкости. По формуле (4.208) эквивалентный диаметр определяется, а затем используются уточненные соотношения для течения в трубах или диаграмма Муди.

Бингамовские жидкости. Для практических целей используются экспериментальные кривые на рис. 4.12, где λ зависит только от критерия Bi , определяемого по формуле (4.144).

Теоретический анализ, позволяющий установить профиль скоростей и коэффициент гидравлического сопротивления для ламинарного, переходного и турбулентного режимов течения в плоской щели между двумя параллельными плоскостями, выполнили Хэнкс и Валиа.

Его результаты справедливы также для узкого кольцевого пространства и позволяют аналитически рассчитать коэффи-

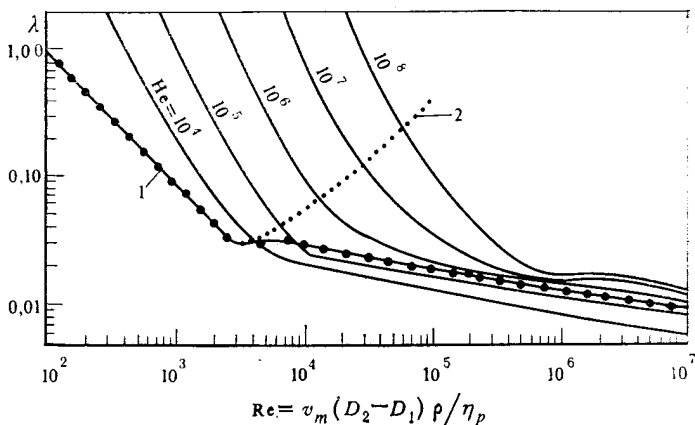


Рис. 4.27. Коэффициент гидравлического сопротивления (по Хэнксу и Валиа) при турбулентном течении в кольцевом пространстве:

1 — ньютоновские жидкости; 2 — теоретический конец ламинарного режима течения

циент λ как непрерывную функцию критерия Re с использованием критерия He в качестве параметра. Результаты расчета представлены на рис. 4.27. При $He < 5,2 \cdot 10^5$ значение λ меньше, чем для ньютоновских жидкостей, а при $He > 5,2 \cdot 10^5$ — больше.

В расчетах используется также число Re^* , определяемое по формуле (4.210).

По Мительману, для $Re^* = 1200—10\,000$

$$\lambda = \frac{0,09}{\sqrt[8]{Re^*}} \quad (4.230)$$

или

$$\lambda = \frac{0,12}{\sqrt[7]{Re^*}} \quad (4.231)$$

Пример 4.16. Определить перепад давления в кольцевом пространстве между утяжеленными бурильными трубами с наружным диаметром 152 мм и длиной 200 м и стенками скважины диаметром 190 мм. Характеристики бурового раствора: $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$, $\eta_p = 10 \text{ мПа} \cdot \text{с}$; $\tau_0 = 2,5 \text{ Па}$ и расход $Q = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Решение

Средняя скорость

$$v_m = \frac{4 \cdot 0,016}{3,14 (0,190^2 - 0,152^2)} = 1,567 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса [см. уравнение (4.143)]

$$Re = \frac{1,567 (0,190 - 0,152)}{0,01} = 7146.$$

Критерий Бингама [см. уравнение (4.144)]

$$Bi = \frac{2,5 (0,190 - 0,152)}{0,01 \cdot 1,567} = 6.$$

Из рис. 4.12 следует, что режим течения турбулентный и $\lambda=0,032$. Перепад давления

$$\Delta p = 0,032 \frac{1,567^2}{2} \frac{200}{0,190 - 0,152} 1200 = 0,248 \text{ МПа.}$$

Жидкости Оствальда—де Ваале и Метцнера—Рида. Для диапазона $3 \cdot 10^3 < Re < 10^5$ Фридриксон и Бирд рекомендуют использовать формулу Блазиуса с расчетом критерия Re по формуле (4.157).

В узком кольцевом пространстве предпочтительно использовать диаграмму Доджа—Метцнера (см. рис. 4.26), причем критерий Re определяется по формуле (4.161). Американская компания «Халлибартон» пользуется идентичной диаграммой (рис. 4.28).

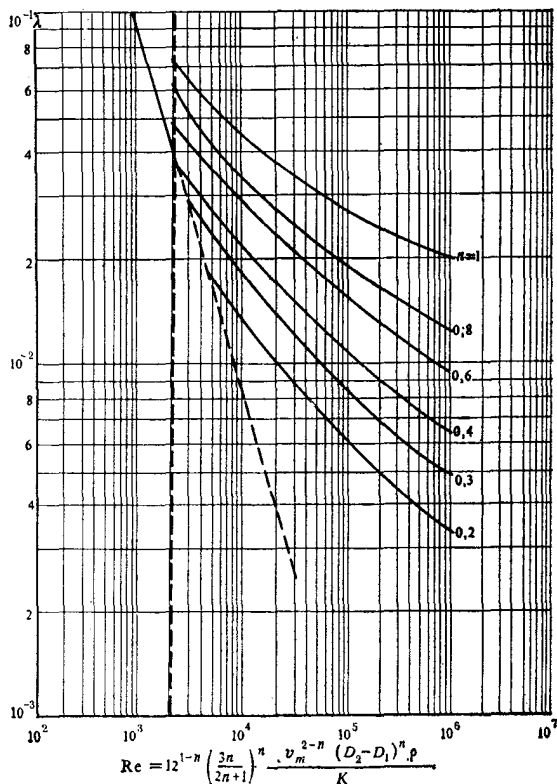


Рис. 4.28. Коэффициент гидравлического сопротивления λ при течении в кольцевом пространстве жидкостей Оствальда—де Ваале и Метцнера—Рида

Согласно некоторым экспериментальным работам [37, 47], влияние эксцентриситета на коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном течении практически отсутствует. Некоторые отклонения, отмеченные в ходе экспериментов, объясняются авторами существованием в потоке застойной зоны; фактическая средняя скорость отличается от скорости, вычисленной для всей площади проходного сечения.

Пример 4.17. Через кольцевое пространство между 140-мм обсадной колонной и стенками скважины диаметром 190 мм циркулирует тампонажный раствор с такими характеристиками: $\rho_p = 1840 \text{ кг/м}^3$, $K = 0,50 \text{ Па} \cdot \text{с}^n$ и $n = 0,7$. Определить критическую скорость перехода к турбулентному режиму и перепад давления при этой скорости.

Решение

Согласно соотношению (4.213), потеря устойчивости ламинарного течения происходит при

$$Re_{cr} = \frac{4848 \cdot 0,7}{(1 + 2 \cdot 0,7)^2 \left(\frac{1}{2 + 0,7} \right)^{\frac{2+0,7}{1+0,7}}} = 2853.$$

Это промежуточное значение между полученными по формуле (4.195) для диапазона переходного режима течения, т. е. между 2511 и 3311.

Для дальнейших расчетов принимаем $Re = 3311$, которое гарантирует безусловную турбулизацию потока. По формуле (4.161) получим

$$v_m = \left[\frac{0,5 \cdot 3311}{12^{1-0,7} \left(\frac{3 \cdot 0,7}{2 \cdot 0,7 + 1} \right)^{0,7} (0,19 - 0,14)^{0,7} \cdot 1850} \right]^{\frac{1}{2-0,7}} = 2,79 \text{ м/с}.$$

По рис. 4.28 для $Re = 3311$ найдем, что $\lambda = 0,042$, тогда как, согласно рис. 4.26, для гладких труб $\lambda = 0,034$. Принимая в расчете $\lambda = 0,042$, получим

$$\Delta p = 0,042 \frac{2,79^2}{2} \frac{1000}{0,19 - 0,14} 1850 = 6 \text{ МПа}.$$

4.4. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ

В циркуляционной системе скважины существуют многочисленные зоны возмущения (местные сопротивления), в которых происходит изменение проходного сечения или направления потока. К ним относятся соединения буровых труб, их утолщения на концах, соединительные муфты обсадных труб, насадки долот, обратные клапаны обсадных колонн. Сюда можно добавить также арматуру манифольдов на устье скважины: вентили, задвижки, колена, переходники, патрубки, тройники, фильтры и т. п.

В местных сопротивлениях происходят завихрения потока, отрывы пограничного слоя, развиваются вторичные течения, сжатие или расширение потока, что вызывает дополнительные потери давления. Расчеты этих потерь производятся по формуле Вейсбаха

$$\Delta p_l = \zeta_l \frac{v_m^2}{2} \rho, \quad (4.232)$$

где ζ_l — коэффициент местного сопротивления; v_m — средняя скорость (обычно за зоной возмущения); ρ — плотность жидкости.

Коэффициент ζ_l зависит от конфигурации зоны возмущения, режима течения, реологических свойств жидкости и шероховатости труб.

Теоретических работ по анализу коэффициента ζ_l немного; наиболее известен анализ Борда и Карно для резких изменений площади проходного сечения. Большинство экспериментальных данных получено для ньютоновских жидкостей: воды, нефти или газов. Даже в этом случае зависимости коэффициента ζ_l от критерия Re и шероховатости труб представляются весьма сложными (см., например, [67] или [68]).

Движение жидкостей в манифольдах буровых установок при бурении скважин является, как правило, турбулентным; при достаточно больших значениях Re течение соответствует зоне квадратического трения, где коэффициент λ имеет постоянное значение, которое зависит только от конструкции элемента местного сопротивления.

4.4.1. Замковые соединения

Замковые соединения и внутренние утолщения буровых труб вызывают местные сужения проходного сечения. То же самое характерно и для кольцевого пространства.

Для расчета коэффициента ζ_{ir} часто используется соотношение Борда—Карно для резкого сужения проходного сечения канала

$$\zeta_{ir} = \zeta_{ir,i} + \zeta_{ir,e} = 2 \left(\frac{D^2}{D_{\min}^2} - 1 \right)^2, \quad (4.233)$$

где D_{\min} — минимальный диаметр суженного проходного сечения, а значения коэффициентов местного сопротивления на входе $\zeta_{ir,i}$ и выходе $\zeta_{ir,e}$ приравняются.

В действительности утолщения буровых труб сглажены и фактические потери давления в этих зонах ниже вычисленных по соотношению (4.233).

Если сравнить сужение проходного сечения в замковом соединении с конфузуром, за которым следует диффузор, то можно использовать следующие полуэмпирические соотношения [67]:

для конфузора

$$\zeta_i = \left[\frac{\left(\frac{D}{D_{\min}} \right)^{3,6} - 1}{1,43 \left(\frac{D}{D_{\min}} \right)^{3,6} + 1} \right] \sin \theta_i; \quad (4.234)$$

для диффузора

$$\zeta_e = 3,2 \left[\frac{D^2}{D_{\min}^2} - 1 \right]^2 \operatorname{tg}^{1,25} \frac{\theta_e}{2} + \left(\frac{D^2}{D_{\min}^2} - 1 \right) \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\theta_e}{2}} \quad (4.235)$$

с обозначениями, показанными на рис. 4.29. Уравнение (4.234) пригодно при $\theta_i = 0 \div 45^\circ$. Поскольку угол входа потока в замковое соединение относительно мал ($\theta_i \approx \theta_e = 15-20^\circ$), поток сохраняет устойчивость (нет отрыва пограничного слоя и отсутствуют застойные зоны) и коэффициент $\zeta_{ir,i}$ пренебрежимо мал по сравнению с $\zeta_{ir,e}$. Денисон [69] проводил измерения в промышленных условиях. Однако он ограничивался замковыми соединениями с утолщенными стенками, разработанными специально для монтажа электрического кабеля с целью телеметрии на забое скважины.

Следует особо отметить некоторые выводы, к которым пришли в результате проведенных исследований: заметное влияние угла выхода и незначительное угла входа, а также влияние критерия Re при значениях вплоть до 10 000. Таким образом, при изменениях числа Re от 2000 до 20 000 коэффициент ζ_{ir} уменьшается в несколько раз и только затем стабилизируется. Результаты натуральных замеров Денисона превышают значения, полученные по уравнениям (4.234) и (4.235).

При отсутствии экспериментальных данных для обычных замковых соединений можно использовать формулу Борда—Карно с коэффициентом $\zeta_i \approx 0$. Потери давления в замковых соединениях бурильной колонны составляют 5—10 % потерь давления в бурильных трубах.

На рис. 4.30 представлена типичная диаграмма изменения давления в зоне замкового соединения.

Потери давления на местных сопротивлениях (у замковых соединений) в кольцевом пространстве скважин, как правило, незначительны. Однако в узком кольцевом пространстве их следует учитывать. Для расчетов можно использовать формулу

$$\zeta_{er} = (1,4 \div 1,6) \left[\frac{D_s^2 - D_p^2}{D_s^2 - D_r^2} - 1 \right]^2, \quad (4.236)$$

где D_s — диаметр скважины; D_p — наружный диаметр бурильных (обсадных) труб; D_r — наружный диаметр замков (муфт).

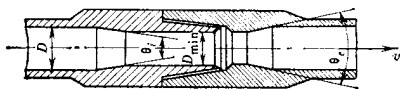


Рис. 4.29. Геометрия замкового соединения бурильных труб

4.4.2. Насадки долота

При течении жидкости через отверстие перепад давления Δp определяется в основном деформацией потока (его сжатием и расширением) и преобразованием потенциальной энергии течения в кинетическую.

Запишем уравнение Бернулли для потока несжимаемой жидкости между сечениями 1—1 и 2—2 (рис. 4.31):

$$p_1 + \frac{v_1^2}{2} \rho = p_2 + \frac{v_2^2}{2} \rho + \Delta p_{1-2}, \quad (4.237)$$

где Δp_{1-2} — местные потери давления вследствие диссипации энергии. Эти потери можно определить по формуле (4.232) относительно средней скорости в проходном сечении 2—2. Уравнение (4.237) примет вид

$$\Delta p = p_1 - p_2 - (1 + \zeta_l) \rho \frac{v_2^2}{2} - \rho \frac{v_1^2}{2}. \quad (4.238)$$

Используя уравнение неразрывности

$$Q = A_0 v_0 = A_1 v_1 = A_2 v_2, \quad (4.239)$$

получим

$$\Delta p = \left[1 + \zeta_l - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right] \rho \frac{v_2^2}{2}. \quad (4.240)$$

Если ввести в рассмотрение коэффициент сжатия струи

$$\epsilon = \frac{A_2}{A_0} = \frac{v_0}{v_2}, \quad (4.241)$$

то

$$\Delta p = \left[1 + \zeta_l - \left(\epsilon \frac{A_0}{A_1} \right)^2 \right] \rho \frac{v_0^2}{2\epsilon^2}. \quad (4.242)$$

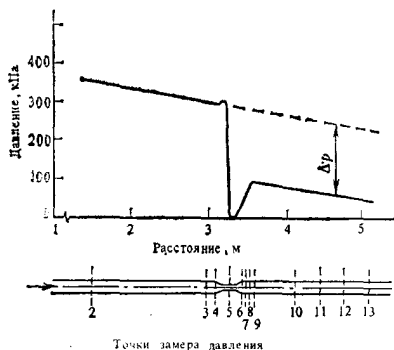
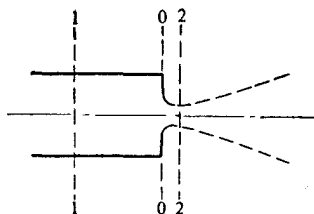


Рис. 4.30. Изменение давления в зоне бурового замка [69]
($D=97,28$ мм, $D_{\min}=63,50$ мм, $\theta_i=\theta_e=60^\circ$,
 $Re=11200$, $\zeta_r=0,665$)

Рис. 4.31. Схема истечения через отверстие



Заметим, что $1 + \zeta_l = 1/\varphi^2$ и $\mu = \varepsilon\varphi$, где φ называется коэффициентом скорости, а μ — коэффициентом расхода. С учетом этих коэффициентов соотношение (4.242) принимает вид

$$\Delta p = \left[1 - \left(\mu \frac{A_0}{A_1} \right)^2 \right] \rho \frac{v_0^2}{2\mu^2}. \quad (4.243)$$

При $A_0 \ll A_1$ получим

$$\Delta p = \frac{1}{\mu^2} \frac{v_0^2}{2} \rho = \frac{1}{\mu^2} \frac{Q^2}{A_0^2} \frac{\rho}{2}. \quad (4.244)$$

Коэффициент сжатия струи зависит прежде всего от конфигурации входной кромки насадки, а также от критерия Рейнольдса, соотношения A_1/A_0 и даже от природы жидкости. Коэффициент скорости φ (через коэффициент ζ_l) зависит от формы отверстия, соотношения между диаметром и длиной канала в насадке, критерия Re , шероховатости и природы жидкости. Эти же факторы влияют и на коэффициент μ (см. [67, 68]). Для насадки долота число Re относительно велико и влияние его на эти коэффициенты незначительно.

Для отверстий коэффициент μ обычно определяется непосредственно экспериментальным путем. Его значение изменяется от 0,6 для отверстий, выполненных в тонкой стенке, до 0,99 для насадок с коническим входом (с углом при вершине от 12 до 14°) или для насадок с эллиптическим или гиперболическим профилем. Для обычных насадок, используемых в шарошечных долотах (см. главу 8), с улучшенным входом $\varepsilon \approx 1$ и $\mu = \varphi = 0,92 \div 0,99$. Как правило, принимается $\mu = 0,95$.

4.4.3. Прочие местные сопротивления

В циркуляционной системе скважины имеются и другие местные сопротивления, где происходят потери давления:

- краны, обводные каналы, вентили, обратные клапаны;
- места изменения направления потока: отводы, изгибы, крестовины, «петли»;
- места слияния или ответвления потоков жидкости: прямые или наклонные тройники, всевозможные фигурные ответвления и т. д.

Коэффициенты местных сопротивлений и в этом случае зависят от режима течения, плотности и реологических свойств жидкости, от формы, размеров и шероховатости элементов, составляющих местные сопротивления. Остановимся лишь на режиме течения с развитой турбулентностью, когда коэффициент ζ_l определяется только формой и геометрическими размерами. В различных работах по гидравлике представлены экспериментальные данные в виде графиков или таблиц. Некоторые ориентировочные значения коэффициентов и полуэмпирические формулы для наиболее часто встречаемых при бурении скважин элементов

местных сопротивлений приведены в табл. 4.3. Средняя скорость, используемая для расчетов потерь давления, указана на схематических рисунках в этой таблице.

Пример 4.18. Рассчитать потери давления в устьевой обвязке буровой установки $F=200$ (рис. 4.32) при циркуляции бурового раствора с расходом $Q=40 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; плотность бурового раствора $\rho=1500 \text{ кг/м}^3$.

Решение

Циркуляционная система представляет совокупность линейных сопротивлений, для расчета которых применима формула Дарси — Вейсбаха, и местных сопротивлений. Для всех линейных элементов обвязки принимаем значение коэффициента гидравлического сопротивления $\lambda \approx 0,002$.

Уточним внутренние размеры труб: нагнетательная линия $d_c=97 \text{ мм}$, буровые шланги $d_f=89 \text{ мм}$, вертлюг $l_{ch}=1,8 \text{ м}$ и $d_{ch}=76 \text{ мм}$, ведущая труба $d_p=89 \text{ мм}$.

Коэффициенты местных сопротивлений определяем по таблице 4.3:

- отводы (45°); $D \approx 100 \text{ мм}$, $R=150 \text{ мм}$, $\xi=0,15$;
- тройник (90°); при $Q_2=Q_0$ $\xi=\xi_{2-0}=0,71$;
- тройник (45°); при $Q_2=Q_0$ $\xi=\xi_{2-0}=0,38$;
- при $Q_2=Q_1=0,5Q_0$ $\xi=\xi_{2-0}=0,12$, а $\xi=\xi_{1-0}=0,11$; при $Q_2=0$ $\xi=\xi_{1-0}=0,10$;
- задвижка: $\xi=0,15$;
- 102-мм крестовина приравняется к тройнику (90°) с ответвлением при $Q_2=Q_0$; $\xi=0,91$;
- отвод с замком: $\xi=0,27$ ($Q_2=Q_0$).
- 102×51-мм переход через крестовину: $\xi \approx 0$;
- изменение направления в U-образном тройнике приравняется к тройнику (90°) при $Q_1=0$ с $\xi'=0,71$ и одному отводу (90°) с $R=150 \text{ мм}$, $D=100 \text{ мм}$ и $\xi''=0,22$; $\xi=0,93$;
- труба стояка приравняется к тройнику (60°) с ответвлением ($Q_1=0$) с $\xi'=0,62$ и колену (165°) с $\xi''=0,32$; $\xi=0,94$;

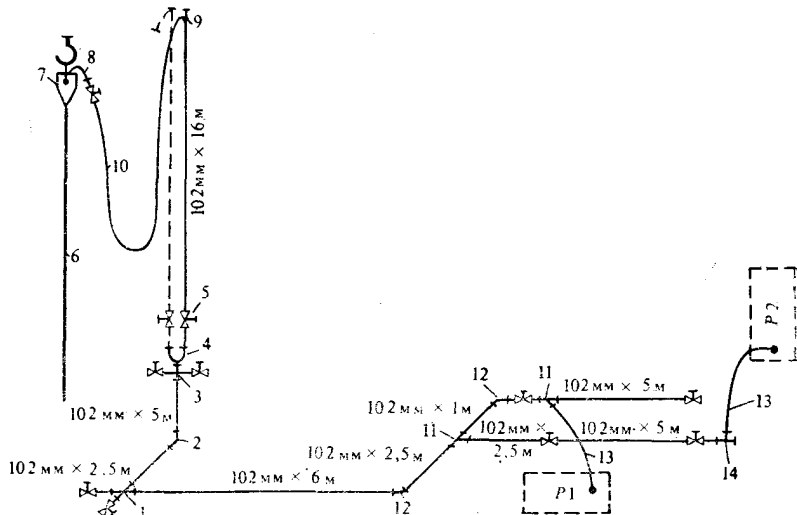
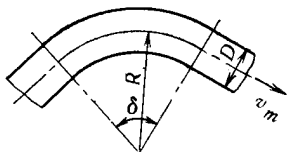
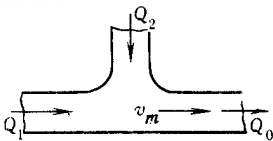
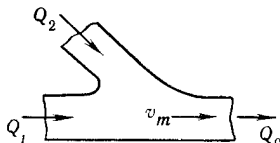
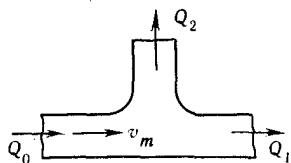


Рис. 4.32. Схема обвязки циркуляционной системы буровой установки F-200:

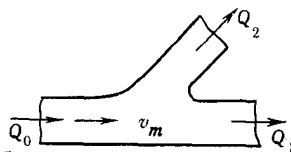
1 — крестовина диаметром $d=102 \text{ мм}$; 2 — 102-мм отвод с 51-мм замком; 3 — крестовина 51×102 мм; 4 — V-образный 102-мм тройник; 5 — вентиль с прямой заслонкой, $d=102 \text{ мм}$; 6 — 152-мм ведущая труба длиной 12 м; 7 — вертлюг СН-200; 8 — 102-мм патрубок; 9 — 102-мм труба (165°); 10 — 89-мм шланг длиной 19 м; 11 — тройник косой (45°); 12 — отвод (45°); 13 — 89-мм длиной 3,9 м; 14 — тройник прямой (90°); P1, P2 — насосы

Местное сопротивление	Расчетные формулы и значения коэффициента ζ																																				
Вентиль прямооточный, полностью открытый	0,15																																				
	$\zeta = \left[0,131 + 0,163 \left(\frac{D}{R} \right)^{3,5} \right] \left(\frac{\delta}{90} \right)^{0,5} + 0,00035 \frac{R}{D} \delta$ $0,5 \leq \frac{R}{D} \leq 2,5 \quad 0 < \delta < 180^\circ$																																				
Колено																																					
	<table><tr><td>Q_2/Q_0</td><td>0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1,0</td></tr><tr><td>ζ_{1-0}</td><td>0</td><td>0,08</td><td>0,15</td><td>0,21</td><td>0,24</td><td>0,25</td><td>0,25</td><td>0,24</td><td>0,22</td><td>0,20</td><td>0,17</td></tr><tr><td>ζ_{2-0}</td><td>-0,85</td><td>0,64</td><td>-0,40</td><td>-0,15</td><td>0</td><td>0,16</td><td>0,31</td><td>0,42</td><td>0,53</td><td>0,64</td><td>0,71</td></tr></table>	Q_2/Q_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	ζ_{1-0}	0	0,08	0,15	0,21	0,24	0,25	0,25	0,24	0,22	0,20	0,17	ζ_{2-0}	-0,85	0,64	-0,40	-0,15	0	0,16	0,31	0,42	0,53	0,64	0,71
Q_2/Q_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0																										
ζ_{1-0}	0	0,08	0,15	0,21	0,24	0,25	0,25	0,24	0,22	0,20	0,17																										
ζ_{2-0}	-0,85	0,64	-0,40	-0,15	0	0,16	0,31	0,42	0,53	0,64	0,71																										
Тройник (90°) равнопроходной со слиянием потоков																																					
	<table><tr><td>Q_2/Q_0</td><td>0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1,0</td></tr><tr><td>ζ_{1-0}</td><td>0,10</td><td>0,14</td><td>0,17</td><td>0,18</td><td>0,16</td><td>0,11</td><td>0,03</td><td>-0,08</td><td>-0,23</td><td>-0,41</td><td>-0,61</td></tr><tr><td>ζ_{2-0}</td><td>-0,85</td><td>-0,62</td><td>-0,35</td><td>-0,17</td><td>0</td><td>0,12</td><td>0,22</td><td>0,30</td><td>0,36</td><td>0,37</td><td>0,38</td></tr></table>	Q_2/Q_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	ζ_{1-0}	0,10	0,14	0,17	0,18	0,16	0,11	0,03	-0,08	-0,23	-0,41	-0,61	ζ_{2-0}	-0,85	-0,62	-0,35	-0,17	0	0,12	0,22	0,30	0,36	0,37	0,38
Q_2/Q_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0																										
ζ_{1-0}	0,10	0,14	0,17	0,18	0,16	0,11	0,03	-0,08	-0,23	-0,41	-0,61																										
ζ_{2-0}	-0,85	-0,62	-0,35	-0,17	0	0,12	0,22	0,30	0,36	0,37	0,38																										
Тройник (45°) равнопроходной со слиянием потоков																																					



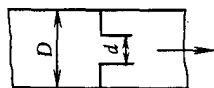
Тройник (90°) равнопроходной
с разветвлением потоков

Q_2/Q_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ_{0-1}	0	0,01	0,02	0,03	0,06	0,10	0,15	0,20	0,26	0,32	0,40
ζ_{0-2}	0,95	0,85	0,80	0,74	0,70	0,65	0,69	0,72	0,72	0,80	0,91



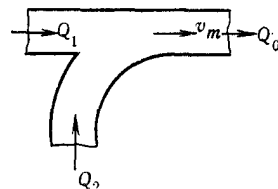
Тройник (45°) равнопроходной
с разветвлением потоков

Q_2/Q_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ_{0-1}	0	0,01	0,02	0,03	0,06	0,10	0,15	0,20	0,26	0,32	0,40
ζ_{0-2}	0,85	0,77	0,66	0,56	0,50	0,45	0,32	0,30	0,30	0,30	0,32



Диафрагма

$$\zeta = \left(\frac{D^2}{\varepsilon d^2} - 1 \right)^2, \quad \varepsilon = 0,63 + 0,37 \left(\frac{d}{D} \right)^6$$



Отвод-угольник (60°)

Q_2/Q_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ_{2-0}	-0,60	-0,40	-0,27	-0,14	0,02	0,05	0,12	0,15	0,20	0,24	0,27

— труба вертлюга приравняется к колену (165°) с $\xi'=0,32$ и одному тройнику с соединением (45°) с $\xi=0,38$ ($Q_1=0$): $\xi=0,70$.

В соответствии с нормами DIN расчетные потери давления в промышленных установках увеличиваются на 15 %, чтобы учесть возможные изменения проходного сечения, отклонения от стандартных размеров, выступы в местах соединений, шланговые зажимы (соединения) и т. д.

Перепад давления в узлах устьевой обвязки

$$\Delta p_{is} = \frac{8Q^2\rho}{\pi^2} \left(\lambda \sum_i \frac{l_i}{d_i^5} + \sum_i \frac{\xi_i}{d_i^4} \right).$$

Предположим, что работает только насос 1 (см. рис. 4.32), тогда

$$\begin{aligned} \Delta p_{is} &= 1,945(76\,857 + 82\,736 + 14\,198 + 43\,696 + 56\,252) = \\ &= 5,32 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,532 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Аналогично, если работает только буровой насос 2, получим $\Delta p_{is} = 0,570$ МПа.

Если работают оба насоса одновременно с одинаковой подачей, то до точки слияния двух потоков потери давления вычисляются раздельно при расходе $Q=20 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Ввиду несимметричности схем обвязки каждого насоса суммарные потери давления получаются разными: 0,500 МПа для первого бурового насоса и 0,508 МПа для второго. Можно принять среднее значение 0,504 МПа.

Вычисленные таким образом значения увеличиваются на 15 % для получения фактических потерь давления.

4.5. ВТОРИЧНЫЕ ЭФФЕКТЫ

4.5.1. Эффект Томса

В 1948 г. Томс обнаружил, что добавлением в воду некоторых полимеров (в очень малых концентрациях) достигается значительное уменьшение потерь давления при турбулентном режиме течения*. Это явление оказалось особенно эффективным для труб малого диаметра при больших значениях критерия Re и для полимеров с высокой молекулярной массой. Однако впоследствии было обнаружено, что эффект имеет место в более широком диапазоне значений числа Re и в присутствии не только полимеров, но и различных поверхностно-активных веществ и даже инертных твердых частиц.

Например, при массовой доле полимера от 10^{-5} до 10^{-3} и при значениях числа Рейнольдса от 10^5 до 10^6 в трубах диаметром менее 10 мм уменьшение потерь давления составляло 80 %.

К понижающим трение веществам относятся натриевая карбоксиметилцеллюлоза (КМЦ), полиизобутилен, полиакриламид (рис. 4.33), различные смолы. Существует оптимальная массовая доля полимера, при которой достигается максимальный

* Явление снижения гидравлического сопротивления при течении жидкости с добавками полимеров в низких концентрациях было обнаружено в растворах полиметилметакрилата в монохлорбензоле (см. Toms B. A. Proc. 1-st Intern. Congr. Rheology, 1948. Holland). — *Прим. перев.*

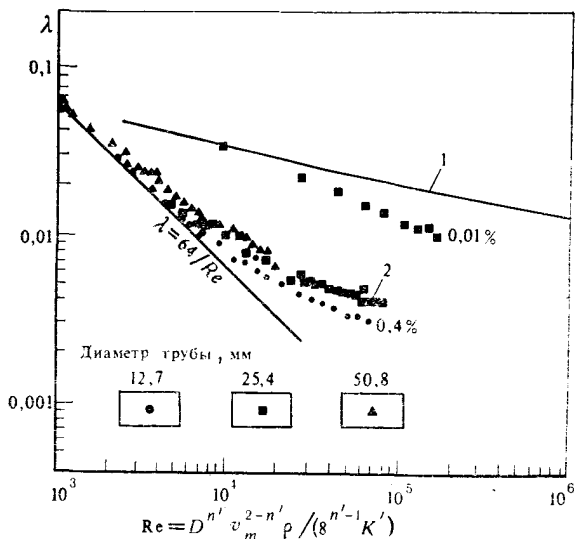


Рис. 4.33. Снижение гидравлического сопротивления λ при турбулентном течении в трубах:
1 — кривая Никурадзе; 2 — добавка полиакриламида

эффект. Она зависит от природы полимера (размера цепи макромолекул, растворимости и т. п.), диаметра трубопровода, плотности жидкости, критерия Re .

Общепринятой теории эффекта Томса пока нет, хотя это явление наблюдалось еще до 1948 г. Уменьшение коэффициента гидравлического сопротивления λ объясняется вязкоупругими свойствами полимеров, а также увеличением пристенного ламинарного подслоя, гашением турбулентных пульсаций, перпендикулярных к направлению течения, и предотвращением возникновения завихрений в жидкости (в этом случае турбулентность возникает при более высоких значениях Re), псевдопластичными свойствами жидкости, понижением эффективной вязкости у стенки, усилением эффекта скольжения и т. д. [8, 31, 70, 71].

Большинство исследований проводилось с растворами на водной или нефтяной основе. Подчеркивается тот факт, что в турбулентном режиме трение уменьшается даже для растворов, кажущая вязкость (следовательно, и потери давления в ламинарном режиме) которых в несколько раз выше кажущейся вязкости жидкой фазы.

Нас интересует, в какой степени этот эффект проявляется в случае течения растворов с высокой концентрацией твердой фазы (т. е. буровых и тампонажных растворов) в промышленных условиях, а также возможность уменьшения потерь давления в циркуляционной системе. Этот эффект в какой-то мере

уже используется в промышленной практике, и возможность его широкого внедрения весьма вероятна.

Так, Мовсумов [31] посредством обработки различными полимерами бурового раствора плотностью 1500 кг/м³ отметил уменьшение коэффициента гидравлического сопротивления на 11—24 % (табл. 4.4). Одновременно было установлено уменьшение значений показателя n' , т. е. усиление псевдопластичных свойств раствора.

Добриненко и др. [72] добавлением в раствор солей некоторых жирных кислот добились уменьшения коэффициента λ на 37—58 %.

Для тампонажных растворов с водоцементным отношением 0,5 Алиев и др. [71] использовали ССБ (сульфит-спиртовую барду) с массовой долей относительно цементного порошка 0,1—0,5 %, ГКЖ-11—0,12—0,24 % и сульфанол—0,3—0,5 %. В среднем коэффициенты гидравлического сопротивления при турбулентном режиме течения были уменьшены на 28 % (табл. 4.5); установлено также, что указанные вещества снижают критическую скорость перехода к турбулентному режиму.

В США полимеры, используемые для снижения гидравличес-

Таблица 4.4

Полимерная добавка		λ	n'	Уменьшение значения λ , %
Название	Массовая доля			
Исходный раствор	—	0,029	0,964	—
Полиакриламид	0,10	0,026	0,667	12
»	0,20	0,027	0,708	11
Гипан	0,05	0,0245	0,746	16
»	0,10	0,024	0,680	18
»	0,20	0,025	0,830	14
Бихромат калия	0,02	0,026	0,885	12
»	0,04	0,024	0,818	18
Термокортон	0,10	0,025	0,751	14
»	0,20	0,026	0,897	12
ГКЖ-11	0,20	0,022	0,647	24

Таблица 4.5

Полимерная добавка		Среднее значение λ	Относительное значение λ , %
Название	Массовая доля, %		
Вода — цемент	—	0,0226	100
ССБ	0,30	0,0178	79
»	0,50	0,0182	81
ГКЖ-11	0,12	0,0178	83
»	0,24	0,0162	72
Сульфанол	0,50	0,0192	85

ского сопротивления при турбулентном режиме течения, известны как понизители трения. Среди них числятся CFR-1 и CFR-2, поставляемые фирмой «Халлибартон».

Имеются сведения о том, что эффект Томса наблюдается и при движении твердых частиц в жидкости.

Коэффициент гидравлического сопротивления λ при турбулентном режиме течения можно уменьшить посредством покрытия внутренней поверхности труб тонким слоем высокомолекулярных полимеров.

4.5.2. «Ранняя» и «поздняя» турбулентность

Многие вещества (инертная твердая фаза, нефть, полимеры), добавленные в буровые или тампонажные цементные растворы, имеют свойство ускорять или задерживать переход от ламинарного течения к турбулентному. Это явление характерно для гетерогенных сред; диспергированные частицы могут являться источником понижения устойчивости течения, но одновременно они рассеивают часть энергии уже возникших турбулентных микровихрей. Преобладание того или другого процесса определяется физическими свойствами двух сред: различием плотности, напряжением на поверхности контакта, размером частиц во взвешенном состоянии. Одновременно часто наблюдается изменение реологических свойств системы.

Представляет интерес, особенно для тампонажных цементных растворов, возможность реализации «ранней» турбулентности (эффект Грея), что способствует уменьшению скорости циркуляции с сохранением в циркуляционной системе турбулентного режима течения.

Добавка нефти в буровой раствор значительно уменьшает критическое значение критерия Рейнольдса. Симоненков [73] отметил снижение Re_{cr} в 3—3,5 раза по сравнению со значениями, вычисленными по Хэнксу, при низких массовых долях нефти (рис. 4.34), а Мовсумов [31] при массовых долях нефти 8—12 % отметил уменьшение значения критерия Re_{cr}^* в 2—2,5 раза.

В растворе с водоцементным отношением 0,5 при добавлении 5 % нефти значение Re_{cr}^* снизилось до 400. Это явилось следствием снижения критической скорости в 1,5 раза при значительном повышении вязкости раствора; в табл. 4.6 скорость и критический расход рассчитаны для кольцевого пространства колонны обсадных труб диаметром 146 мм, спущенной в 214-мм ствол скважины [71].

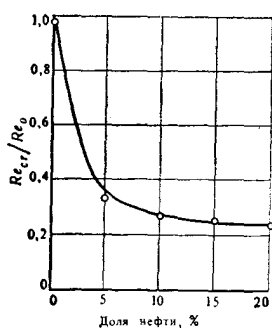


Рис. 4.34. Добавка нефти в цементный раствор способствует ускорению перехода от ламинарного режима течения к турбулентному

Таблица 4.6

Массовая доля нефти, %	ρ , кг/м ³	η_p , мПа·с	τ_0 , Па	Re_{cr}^*	v_{cr} , м/с	Q_{cr}^* , 10 ⁻³ м ³ /с
0	1860	18	8,8	2000	1,40	27,0
1	1850	20	12,0	1000	1,11	21,0
3	1850	23	13,5	600	0,91	17,5
5	1830	29	16,6	400	0,82	15,7

4.5.3. Эффект Сегре—Зильберберга

Было замечено, что при ламинарном течении в вертикальных трубах суспензии с низкой концентрацией твердой фазы ведут себя по-разному при движении снизу вверх и сверху вниз. Это явление наблюдали в 1961 г. Сегре и Зильберберг [74]. В последующие годы оно было исследовано более детально для сферических, дискообразных и стержнеобразных взвешенных частиц, для деформируемых пузырьков газа как в ньютоновских, так и в неньютоновских жидкостях [75]. Эффект заключается в миграции взвешенных частиц либо к стенкам трубы, либо к ее оси, что ведет к изменениям концентрации частиц и вязкости суспензии в радиальном направлении, профиля скоростей и градиента давления при течении суспензии с определенным расходом.

Было обнаружено, что взвешенные частицы, плотность которых выше плотности раствора, при восходящем движении потока перемещаются к оси трубы, а в нисходящем потоке — к ее стенкам. И наоборот, частицы с меньшей плотностью, чем плотность раствора, мигрируют к оси трубы в нисходящем потоке и к ее стенкам в восходящем. Частицы с нулевой плавучестью стремятся к положению устойчивого равновесия в кольцевой зоне, находящейся на расстоянии $(0,5 \div 0,6) R$ относительно оси, где R — радиус трубы (рис. 4.35).

Когда частицы перемещаются к оси трубы, у стенок образуется область течения без твердых частиц, толщина которой δ_∞ после стабилизации потока зависит от концентрации частиц (рис. 4.36). Вследствие этого наблюдается некоторое снижение вязкости суспензии у стенок по сравнению с вязкостью вблизи оси трубы, где концентрация более высокая, в какой-то мере происходит уплощение профиля скоростей. Вполне возможно и изменение расхода при определенном градиенте давления.

Этот процесс имеет место только при ламинарном течении, когда инерционный нелинейный член в уравнении Навье — Стокса относительно велик. При значениях критерия Рейнольдса, близких к нулю, этот член весьма мал по сравнению с членом, определяющим вязкое трение, поэтому миграция частиц отсутствует. При турбулентном режиме течения пульсации скорости

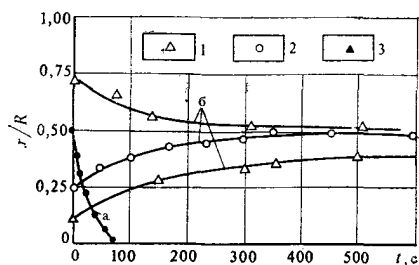


Рис. 4.35. Радиальная миграция частиц в суспензии, движущейся в вертикальной колонне:

a — пузырьки глицерина; *b* — частицы с нулевой плавучестью; 1 — дискообразные; 2 — сферические; 3 — стержнеобразные

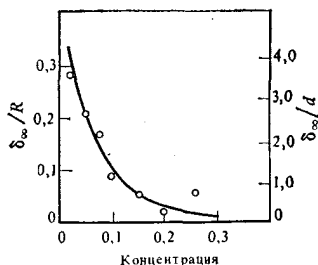


Рис. 4.36. Зависимость толщины слоя с пониженным содержанием твердых частиц у стенок трубы от концентрации частиц в суспензии ($R=0,2$ см, $d=0,015$ см, $Q=0,356$ см³/с)

способствуют гомогенизации суспензии и указанное явление прекращается. Подобный процесс наблюдался и для деформируемых частиц (пузырьков газа в жидкости), а в вязкопластичных и вязкоупругих средах он возникал даже при очень малых значениях критерия Рейнольдса вследствие нелинейности уравнений течения.

Махмудов [71, 76] обнаружил эффект Сегре — Зильберберга в тампонажном растворе с водоцементным отношением 0,5, т. е. при высоких концентрациях твердой фазы. Эксперименты проводились в вертикальных трубах диаметром 38 мм и длиной 3,8 м при значениях Re в пределах 90—14 000. Явление наблюдали только при ламинарном режиме течения и было обнаружено во время измерения средних концентраций твердой фазы в определенный момент и на определенном отрезке трубы. При восходящем потоке, когда частицы перемещались к оси трубы, в зону более высоких скоростей, средняя концентрация твердых частиц была ниже, чем при нисходящем течении, когда частицы перемещались к стенке, в зону меньших скоростей.

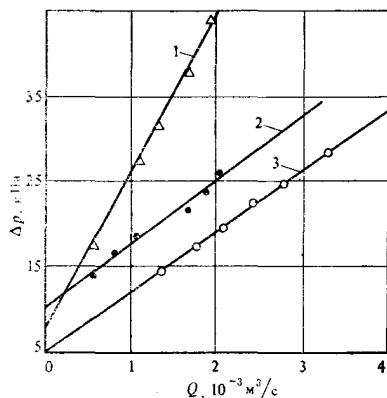


Рис. 4.37. Зависимости между расходом и перепадом давления для различных направлений течения [76]:

1 — восходящее течение; 2 — течение в горизонтальных трубах; 3 — нисходящее течение

С практической точки зрения интересным представляется тот факт, что градиенты давления как при восходящем, так и при нисходящем течении значительно отличаются от градиентов давления при движении в горизонтальных трубах, когда концентрация твердой фазы и вязкость суспензии одинаковы в любой точке потока. При одном и том же расходе жидкости перепад давления при восходящем движении выше, а при нисходящем — ниже, чем при течении в горизонтальных трубах (рис. 4.37).

4.5.4. Пристенный эффект

В квазигомогенных средах стенки канала придают характеристикам течения анизотропный характер. Так, при течении глинистой суспензии вблизи стенок трубы чешуйки глины ориентируются вдоль стенок таким образом, чтобы сопротивление при их движении было минимальным. То же самое происходит и с цепочками полимеров — образуется тонкий (примерно 10—20 мкм) пристенный слой, в котором вязкость в направлении движения значительно ниже, чем в остальной части проходного сечения. Толщина этого слоя зависит от средней скорости и от характеристик жидкости. Фактически непосредственно у стенок образуется тонкий «смазывающий» слой, состоящий только из жидкой фазы раствора, к которому примыкает второй слой, в котором концентрация твердых частиц ниже, чем в основном потоке.

Это явление наблюдается главным образом в утяжеленных растворах, в системах, содержащих нефтепродукты, полимеры или другие добавки с асимметричной конфигурацией частиц или обладающих смазочными свойствами, но встречается и при течении тампонажных цементных растворов. Толщина пристенного слоя, принцип его формирования и влияние этого слоя на распределение скоростей течения изучались экспериментально и теоретически [31, 71, 77, 78]. Следует лишь отметить, что с развитием скольжения у стенки при неизменном перепаде давления фактический расход может увеличиться на 10—70 %. При заданном расходе фактические потери давления в случае проявления пристенного эффекта будут соответственно ниже.

Пренебрежение пристенным эффектом в реометрии может привести даже к получению реологических характеристик, лишённых физического смысла, например отрицательных значений предельного напряжения сдвига.

Теоретический анализ влияния стенок на характеристики течения весьма затруднен. Практически это влияние можно оценить для конкретной жидкости посредством экспериментального определения зависимости между расходом и перепадом давления или между частотой вращения и вращающим моментом при различных диаметрах труб или с помощью ротационного реометра с различными радиальными зазорами (см. главу 5).

4.6. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЕ СКВАЖИНЫ

Давление, создаваемое буровыми насосами в процессе циркуляции, равно сумме потерь давления во всей циркуляционной системе скважины. Таким образом, показания манометров на насосах

$$p_p = \Delta p_{is} + \Delta p_{ip} + \Delta p_{ir} + \Delta p_{ig} + \Delta p_{os} + \Delta p_{eg} + \Delta p_{ep} + \Delta p_{er}, \quad (4.245)$$

где Δp_{is} — сумма потерь давления на местных и линейных сопротивлениях в устьевой обвязке циркуляционной системы (в нагнетательном манифольде насосов, стояке, буровом шланге, вертлюге и в ведущей трубе); Δp_{ip} — потери давления в бурильных трубах; Δp_{ir} — сумма потерь давления на местных сопротивлениях в замковых соединениях и в утолщениях бурильных труб (если их внутреннее сечение не равнопроходное); Δp_{ig} — потери давления в утяжеленных бурильных трубах; Δp_{os} — потери давления в насадках долота; Δp_{eg} — потери давления в кольцевом пространстве утяжеленных бурильных труб; Δp_{ep} — линейные потери давления в кольцевом пространстве бурильных труб; Δp_{er} — сумма потерь давления в зонах замковых соединений труб в кольцевом пространстве.

К указанным потерям давления следует добавить потери в забойном двигателе (если он используется).

Потери давления в манифольде часто не учитываются, и давление на выходе из насосов приравнивается к давлению на манометре стояка. Кроме того, если кольцевое пространство достаточно широкое, то значения Δp_{er} пренебрежимо малы.

Как правило, режим течения в колонне бурильных труб и в насадках долота турбулентный. В кольцевом пространстве режим течения обычно ламинарный.

Ранее указывалось, что при турбулентном режиме течения коэффициент гидравлического сопротивления λ слабо зависит от средней скорости течения и изменения реологических свойств раствора, вызванного его химической обработкой, загрязнением или изменением температуры и давления. Многие специалисты указывают, что при турбулентном течении значения коэффициента гидравлического сопротивления λ остаются практически постоянными: Филатов — 0,018—0,020 для растворов с плотностью $\rho = 1150$ —1250 кг/м³ и 0,020—0,025 при $\rho > 1250$ кг/м³, Соловьев — 0,020, Мительман — 0,021 при $Re^* > 15\,000$.

В кольцевом пространстве при ламинарном режиме течения перепад давления определяется непосредственно значениями реологических параметров. Коэффициент λ прямо зависит также от скорости течения. Определение потерь давления в кольцевом пространстве затрудняется непостоянством фактического диаметра ствола скважины, изменением температуры, переменной эксцентricностью колонны бурильных труб,

а также значительным влиянием при низких скоростях сдвига используемой реологической модели раствора. Однако влияние этих потерь на суммарное давление нагнетания незначительно.

Затруднения возникают и при расчете устьевой обвязки буровой установки ввиду конструктивного различия и особенностей бурения скважин, а также из-за отсутствия точных экспериментальных значений коэффициентов местных сопротивлений.

Составление гидравлических программ бурения скважины и определение режима работы турбобура будет более успешным при наличии упрощенной методики расчета потерь давления с минимальным числом параметров (расход, плотность раствора, глубина скважины). С этой целью допускаются усредненные постоянные значения коэффициента λ и формулы для определения потерь давления можно записать следующим образом:

— в трубопроводах, бурильных трубах и УБТ:

$$\Delta p_i = \lambda_i \frac{v_i^2}{2} \frac{L}{d} \rho = \frac{8\lambda_i}{\pi^2 D^5} L \rho Q^2 = \alpha_i \rho L Q^2; \quad (4.246)$$

— в кольцевом пространстве:

$$\Delta p_{si} = \lambda_{si} \frac{v_{si}^2}{2} \frac{L}{D_2 - D_1} \rho = \frac{8\lambda_{si}}{\pi^2 (D_2 - D_1)^3 (D_2 + D_1)^2} \rho L Q^2 = \alpha_{si} \rho L Q^2; \quad (4.247)$$

— внутри замковых соединений:

$$\Delta p_{ir} = \zeta_{ir} \rho \frac{v_i^2}{2} \frac{L_p}{l_p} = \frac{8\zeta_{ir}}{\pi^2 D^4 l_p} \rho L_p Q^2 = \alpha_{ir} \rho L_p Q^2; \quad (4.248)$$

— за замковыми соединениями (в кольцевом пространстве):

$$\Delta p_{er} = \zeta_{er} \rho \frac{v_{si}^2}{2} \frac{L_p}{l_p} = \frac{8\zeta_{er}}{\pi^2 (D_2^2 - D_1^2)^2 l_p} \rho L_p Q^2 = \alpha_{er} \rho L_p Q^2; \quad (4.249)$$

— в насадках долота:

$$\Delta p_{os} = (1 + \zeta_{os}) \frac{v_0^2}{2} \rho = \frac{1}{\varphi^2} \frac{v_0^2}{2} \rho = \frac{8}{\pi^2 n^2 \varphi^2 d_0^2} \rho Q^2 = \alpha_{os} \rho Q^2. \quad (4.250)$$

В этих соотношениях L_p — длина колонны бурильных труб; l_p — длина одной бурильной трубы; n — число насадок долота; d_0 — диаметр труб.

Если для λ и ζ принять постоянные значения, коэффициенты α будут зависеть только от размеров канала течения.

Давление нагнетания буровых насосов можно определить по формуле

$$\begin{aligned} \Delta p_p &= \alpha_{is} \rho Q^2 + \alpha_{ip} \rho L_p Q^2 + \alpha_{ir} \rho L_p Q^2 + \alpha_{ig} \rho l_g Q^2 + \alpha_{os} \rho Q^2 + \\ &+ \alpha_{ig} \rho l_g Q^2 + \alpha_{ir} \rho L_p Q^2 + \alpha_{ip} \rho L_p Q^2 = (\alpha_{ip} + \alpha_{ir} + \alpha_{ip} + \alpha_{ir}) \rho L_p Q^2 + \\ &+ [\alpha_{is} + \alpha_{os} + (\alpha_{ig} + \alpha_{ig}) l_g] \rho Q^2 = \alpha_1 \rho L_p Q^2 + \alpha_2 \rho Q^2 = \\ &= (\alpha_1 L_p + \alpha_2) \rho Q^2 = \alpha \rho Q^2, \end{aligned} \quad (4.251)$$

где α_1 — коэффициент потерь давления, зависящих от длины колонны бурильных труб; α_2 — коэффициент потерь давления, не зависящих от этой длины.

Если плотность и расход бурового раствора поддерживаются постоянными, переменной является лишь длина колонны бурильных труб L_p .

В табл. 4.7—4.12 представлены результаты расчетов ориентировочных значений коэффициентов потерь давления. Для течения внутри бурильных труб принят коэффициент $\lambda = 0,022$, а в УБТ $\lambda = 0,020$. Длина одной бурильной трубы $l_p = 9$ м. Для промывочной жидкости, текущей в кольцевом пространстве, использовалась модель Оствальда—де Ваале с характеристиками: $K = 0,20$ Па·с^{0,7} и $n = 0,70$; $\rho = 1250$ кг/м³.

Для устьевой обвязки была принята схема, показанная на рис. 4.32; для буровых установок F-125, F-200 и F-320 она практически одинакова. Вычисленные коэффициенты, увеличенные на 15 %, изменяются в довольно узких пределах $(2,3 \div 2,8) 10^{-5}$ м⁻⁴. Более высокие значения коэффициента α рекомендуются для установки F-320 (у которой длиннее нагнетательный трубопровод и буровой шланг), при пониженном расходе бурового раствора, при повышенном значении коэффициента λ , а также в случае применения ведущих труб диаметром менее 152 мм. Указанные коэффициенты приравниваются к коэффициентам потерь давления в трубопроводе устьевой обвязки протяженностью 120—150 м и диаметром 102 мм ($d_i = 97$ мм).

В табл. 4.13 приведены коэффициенты потерь давления в турбобурах для режима максимальной мощности: $\alpha_t = ka$, где k — число ступеней турбобура, a — коэффициент потерь давления в одной ступени. В опорном подшипнике турбобура потери давления составляют 5—10 % суммарных во всех ступенях.

При цементировании колонны обсадных труб давление нагнетания рассчитывается аналогичным образом, однако оно изменяется во времени вследствие различия в плотностях закачиваемых растворов (см. главу 9).

Таблица 4.7

Таблица 4.8

Бурильные трубы		Коэффициент α_{ip} , 10^{-2} м^{-5}	УБТ		
Диаметр, мм	Толщина стенки, мм		Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Коэффициент α_{iq} , 10^{-2} м^{-5}
60,3	4,83	535,5	88,9	38,10	2019,3
	7,11	858,3	104,8	50,80	469,2
73,0	5,51	195,0	120,6	57,20	264,5
	9,19	366,8	146,0	57,20	264,5
88,9	6,45	70,3	152,4	57,20	264,5
	9,35	104,6		71,40	87,4
	11,40	141,3	158,8	57,20	264,5
101,6	6,65	33,2		71,40	87,4
	8,38	40,6	165,1	57,20	264,5
114,3	6,88	17,4		71,40	87,4
	8,56	20,6	171,4	57,20	264,5
	10,92	26,4		71,40	87,4
127,0	7,52	10,1	177,8	57,20	264,5
	9,19	11,8		71,40	87,4
	12,70	16,5	203,2	71,40	87,4
139,7	9,17	6,8		76,20	63,1
	10,54	7,6	228,6	76,20	63,1
168,3	8,34	2,2	254,0	88,9	29,2
	10,00	2,5	279,4	88,9	29,2

Таблица 4.9

Замок бурильных труб		Бурильные трубы			Коэффициент α_{ir} , 10^{-2} м^{-5}
Тип	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Внутренний диаметр, мм	Минимальный диаметр, мм	
$2\frac{3}{8} N$ навинченный	79,4	7,11	46,08	25,4*	1048,60
$2\frac{7}{8} N$ навинченный	95,2	9,19	54,62	30,2	521,90
$3\frac{1}{2} L$ навинченный	117,47	9,35	70,20	47,5	52,00
NC 38 ($3\frac{1}{2} U$) приваренный	120,65	9,35	70,20	66,10	0,61
		11,40	66,10	66,10	0
$4\frac{1}{2} L$ навинченный	146,05	6,88	100,54	71,40	8,51
		8,56	97,18		7,34
		10,92	92,56		5,68
NC50 ($4\frac{1}{2} U$)	158,75	9,19	108,62	93,70	0,76
$5\frac{1}{2} L$ навинченный	177,80	9,17	121,36	96,80	1,36
		10,54	118,62	88,90	2,77
$6\frac{5}{8} L$ навинченный	203,20	8,34	151,62	127,00*	0,28
		10,00	148,30		0,25

* Минимальный диаметр бурового замка.

Кольцевое пространство УБТ

Диаметр бурильных труб, мм	Диаметр долота, мм	Расход, л/с	Скорость восходящего потока, м/с	Коэффициент λ	Коэффициент $\alpha_{eg}, 10^{-2} \text{ м}^{-5}$
104,6	136,5	6—8	0,99—1,32	0,090—0,062	386,6—267,1
	142,9	7—9	0,94—1,20	0,085—0,062	200,4—145,8
	146,1	8—12	0,98—1,46	0,076—0,045	137,4—81,8
	158,8	8—12	0,71—1,07	0,196—0,056	70,5—41,4
120,6	146,1	8—12	1,50—2,25	0,061—0,036	423,3—249,9
	158,8	8—12	0,95—1,43	0,084—0,049	156,6—92,0
	161,9	10—13	1,09—1,42	0,066—0,047	95,8—68,0
	165,1	10—13	1,00—1,30	0,070—0,050	79,5—56,5
146,0	171,5	10—14	1,57—2,20	0,058—0,037	281,5—181,5
	187,3	12—15	1,10—1,38	0,065—0,049	67,4—50,7
	190,5	14—18	1,19—1,53	0,056—0,041	45,7—33,0
	212,7	16—20	0,85—1,06	0,065—0,049	13,9—10,4
152,4	187,3	12—15	1,28—1,61	0,061—0,045	100,4—74,5
	190,5	14—18	1,36—1,75	0,053—0,038	65,8—47,4
	212,7	16—20	0,93—1,15	0,063—0,047	17,4—13,2
	215,9	16—22	0,87—1,19	0,066—0,044	15,4—12,8
158,8	187,3	12—15	1,55—1,93	0,054—0,041	159,6—120,0
	190,5	14—18	1,61—2,07	0,048—0,034	100,6—72,5
	212,7	16—20	1,02—1,27	0,060—0,045	22,5—16,9
	215,9	16—22	0,95—1,31	0,063—0,042	19,6—12,9
165,1	212,7	16—20	1,13—1,41	0,057—0,043	30,3—22,7
	215,9	16—22	1,05—1,44	0,060—0,040	25,7—17,1
	222,3	18—22	1,03—1,26	0,057—0,044	16,4—12,5
	244,5	20—25	0,78—0,97	0,065—0,049	6,3—4,7
177,8	215,9	16—22	1,35—1,86	0,053—0,035	50,4—33,2
	222,3	18—22	1,28—1,57	0,051—0,039	29,4—22,6
	244,5	20—25	0,90—1,13	0,061—0,045	9,3—6,9
	295,0	30—35	0,69—0,80	0,058—0,048	1,3—1,1
203,2	295,0	30—35	0,83—0,97	0,054—0,044	2,30—1,80
	304,8	30—35	0,74—0,86	0,058—0,048	1,75—1,44
	311,2	30—40	0,68—0,92	0,062—0,042	1,52—1,02
	346,1	40—50	0,65—0,81	0,054—0,041	0,50—0,37
	393,1	50—70	0,56—0,78	0,054—0,035	0,18—0,11
	444,5	70—90	0,57—0,73	0,045—0,032	0,06—0,04
228,6	311,2	30—40	0,85—1,14	0,056—0,038	2,79—1,90
	346,1	40—50	0,75—0,94	0,052—0,038	0,78—0,58
	393,1	50—70	0,62—0,87	0,052—0,034	0,25—0,16
	445,5	70—90	0,61—0,78	0,044—0,032	0,08—0,06
254,0	346,1	40—50	0,92—1,15	0,047—0,035	1,36—1,02
	393,1	50—70	0,71—0,99	0,049—0,032	0,36—0,23
	444,5	70—90	0,67—0,86	0,043—0,030	0,10—0,07
	508,0	80—100	0,53—0,66	0,047—0,036	0,04—0,03

Таблица 4.11

Кольцевое пространство буровых труб

Диаметр буровых труб, мм	Диаметр долота, мм	Расход, л/с	Скорость восходящего потока, м/с	Коэффициент λ	Коэффициент $\alpha_{ер}$, 10^{-2} м^{-2}
73	104,8	4—6	0,90—1,35	0,10—0,06	817,8—482,8
	114,3	5—7	0,82—1,15	0,10—0,06	316,2—203,7
	120,7	6—8	0,83—1,10	0,09—0,06	170,8—118,4
	136,5	8—11	0,77—1,06	0,08—0,05	55,8—37,3
88,9	136,5	7—10	0,83—1,19	0,09—0,05	127,1—79,6
	142,9	8—11	0,81—1,12	0,08—0,05	77,8—51,0
	146,1	8—12	0,76—1,14	0,08—0,05	66,4—40,9
	152,2	9—13	0,75—1,08	0,08—0,05	44,1—27,5
	158,8	10—14	0,73—1,03	0,08—0,05	30,6—18,9
	161,9	11—15	0,76—1,04	0,07—0,05	23,7—15,7
	165,1	11—16	0,72—1,05	0,07—0,045	21,1—13,0
	171,5	12—17	0,71—1,01	0,07—0,045	15,2—9,6
114,3	187,3	11—15	0,64—0,87	0,09—0,06	20,5—13,7
	190,5	12—18	0,66—0,99	0,08—0,05	16,4—9,7
	212,7	16—22	0,63—0,87	0,07—0,05	5,9—3,9
	215,9	18—24	0,68—0,91	0,065—0,045	4,64—3,18
	222,3	20—27	0,70—0,95	0,060—0,041	3,43—2,33
	244,5	22—30	0,60—0,81	0,065—0,044	1,85—1,25
127,0	190,5	14—18	0,88—1,14	0,065—0,046	20,44—14,60
	212,7	16—21	0,70—0,92	0,071—0,050	7,93—5,56
	215,9	17—22	0,71—0,92	0,064—0,048	6,33—4,76
	222,3	18—24	0,69—0,92	0,067—0,046	5,16—3,55
	244,5	21—28	0,61—0,82	0,068—0,046	2,47—1,68
	269,9	25—31	0,56—0,76	0,064—0,045	1,17—0,79
	295,0	28—40	0,50—0,72	0,069—0,043	0,66—0,41
	304,8	30—42	0,50—0,70	0,066—0,043	0,51—0,33
	311,2	32—45	0,50—0,71	0,064—0,041	0,43—0,28
	346,1	40—55	0,49—0,68	0,058—0,038	0,19—0,13
	393,7	50—70	0,46—0,64	0,055—0,036	0,087—0,057
	444,5	60—85	0,42—0,60	0,055—0,035	0,043—0,27
139,7	295	26—36	0,49—0,58	0,074—0,049	0,850—0,560
	311,2	31—43	0,51—0,71	0,066—0,043	0,520—0,340
	346,1	40—55	0,51—0,70	0,058—0,038	0,230—0,150
	393,7	55—75	0,52—0,70	0,049—0,033	0,084—0,057
	444,5	60—85	0,43—0,61	0,055—0,035	0,046—0,029
	508,0	70—90	0,37—0,48	0,059—0,042	0,023—0,010

Таблица 4.12

Насадки долота					Насадки долота				
Диаметр, мм			Общая площадь сечения, см ²	Коэффи- циент α_{os} , 10 ⁻⁵ м ⁻⁴	Диаметр, мм			Общая площадь сечения, см ²	Коэффи- циент α_{os} , 10 ⁻⁵ м ⁻⁴
5	5	5	0,589	1596,95	11	11	12	3,032	60,28
5	5	6	0,675	1214,35	11	12	12	3,284	51,38
5	6	6	0,762	954,55	12	12	12	3,393	48,13
6	6	6	0,848	770,00	12	12	13	3,589	43,00
6	6	7	0,950	613,44	12	13	13	3,786	38,66
6	7	7	1,052	500,19	13	13	13	3,982	34,94
7	7	7	1,155	415,63	13	13	14	4,194	31,45
7	7	8	1,272	342,23	13	14	14	4,406	28,54
7	8	8	1,390	286,68	14	14	14	4,618	25,98
8	8	8	1,508	243,64	15	15	15	5,301	19,71
8	8	9	1,641	205,61	16	16	16	6,032	15,23
8	9	9	1,775	175,84	17	17	17	6,809	11,95
9	9	9	1,909	152,10	18	18	18	7,634	9,51
9	9	10	2,058	130,84	19	19	19	8,506	7,66
9	10	10	2,207	113,74	20	20	20	9,425	6,24
10	10	10	2,356	99,79	21	21	21	10,391	5,13
10	10	11	2,521	87,16	22	22	22	11,404	4,26
10	11	11	2,686	76,69	23	23	23	12,464	3,57
11	11	11	2,851	68,16	24	24	24	13,572	3,01

Таблица 4.13

Турбобуры				
Диаметр, мм	Тип *	Коэффициент α для одной ступени, 10 ⁻³ м ⁻⁴	Число ступеней	Коэффициент α_1 , 10 ⁻³ м ⁻⁴
228,6	30/16,5	15,8	120	19,96
203,2	30/16	15,8	100	15,70
			197	30,93
			215	33,75
			100	42,20
190,5	21/20,5	42,2	177	74,69
			220	92,84
168,3	23/20	41,1	100	41,10
			187	76,86
			227	93,23

* В числителе — число лопаток, а в знаменателе — их высота.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Caldwell D. H. si Babbitt H. E. The flow of muds, sludges and suspensions in circular pipes: In: Ind. Eng. Chem. (Ind. Edition), vol. 33, nr. 2, 1941, p. 249.

2. Hanks R. W. si Pratt D. R. On the flow of Bingham plastic slurries in pipes and between parallel plates: In: Soc. Petr. Eng., vol. 7, nr. 4, 1967, p. 342.
3. Gukasov N. A. si Pivvedrian A. M. Priblijennaia formula dlea opredele-niia davleniia na zaboi skvajini. In: Neft. hoz., nr. 9, 1956, p. 20.
4. Gukasov N. A. Ghidrodinamika pri kreplenii skvajin. Moskva, Nedra, 1976.
5. Mc Millen E. L. Simplified pressure loss calculations for plastic flow. In: Chem. Eng. Prog., vol. 44, 1948, p. 537.
6. Hedstrom B. O. A. Flow of plastics materials in pipes. In: Ind. Eng. Chem., vol. 44, 1952, p. 651.
7. Melorose J. C. s. a. A practical utilization of the theory of Bingham plastic flow in stationary pipes and annuli. In: Trans. AIME, vol. 213, 1958, p. 316—324.
8. Govier G. W. si Aziz K. The flow of complex mixtures in pipes. Lon-don, Van Nostrand Reinholdt Co. 1972.
9. Rozenberg G. D. si Mitelman B. I. O strukturnom rejime teceniia veazko-plasticinoi jidkosti po tilindriceskoi trube krugovovo seceniia. Izv. AN SSSR. OTN. Mehanika i masinostroenie, nr. 4, 1961.
10. Hanks R. W. The laminar-turbulent transition for fluids with a yield stress. In: A. I. Ch. E. J., vol. 9, nr. 3, 1963, p. 306—309.
11. Meter D. M. si Bird R. B. Tube flow of non-newtonian polymer solu-tions: Part I. Laminar flow and rheological models: In: A. I. Ch. E. J., vol. 10, nr. 6, 1959, p. 878—881.
12. Le Fur B. si Martin M. Laminar and transitional flow of drilling muds and various suspensions in circular tubes. In: J. Fluid Mech., vol. 30, part 3 (29 nov. 1967), p. 449—464.
13. Bird R. B., Stewart W. E. si Lightfoot E. N. Transport phenomena. New York, John Wiley and sons Inc., 1960.
14. Wilkinson W. L. Non-newtonian fluids. New York, Pergamon Press Inc., 1960.
15. Longwell P. A. Mechanics of fluid flow. Mc Grow-Hill Book Co., 1966.
16. Skelland A. H. P. Non-newtonian flow and heat transfer. New York, John Wiley and sons Inc., 1967.
17. Metzner A. B. si Reed J. C. Flow on non-newtonian fluids — correla-tion of the laminar, transition and turbulent flow regions. In: A. I. Ch. E. J., vol. 1, 1955, p. 434.
18. Savins J. G. Generalized newtonian (pseudoplastic) flow in stationary pipes and annuli. In: Trans. AIME, vol. 213, 1958, p. 325—332.
19. Craft B. C., Holden W. R. si Graves E. D. Jr., Well design. Drilling and production. Prentice-Hall Inc., 1962.
20. Metzner A. B. Non-newtonian flow. In: Ind. Eng. Chem., vol. 49, nr. 9 (sept.), p. 1429—1432.
21. Volarovici M. P. si Gutkin A. M. Tecenie plasticino-veazkovo tela mejdu dvumea paralelnimi stenkami i v kolteobraznom prostranstve mejdu dvumea koaksialnimi trubami. In: J. tehniceskoi fiziki, t. 16, nr. 3, 1946, p. 321—328.
22. Laird W. M. Slurry and suspension transport. In: Ind. Eng. Chem., vol. 49, nr. 1, p. 138—141.
23. Paslay P. R. si Slibar A. Laminar flow of drilling mud due to axial pressure gradient and external torque. In: J. Petr. Tech., nov. 1957, p. 310—317.
24. Fredrickson A. G. si Bird R. B. Non-newtonian flow in annuli. In: Ind. Eng. Chem., vol. 50, martie 1958, p. 347—42, oct. 1958, p. 1599—60.
25. Ivacev L. M. s. a. K voprosu opredeleniia perepada davleniia pri ploskoparalelnom tecenii veazkoplasticinoi jidkosti. In: Neft i gaz, nr. 2, 1975, p. 79—81.
26. Sisçenko R. I. Ghidravlika glinistih rastvorov. Aznefteizdat, 1951.
27. Filatov B. S. Rasciot poteri napora v burilnih trubah, zamkah i dolo-tah. In: Neft. hoz., nr. 2—3, 1954.
28. Soloviev E. M. Rasciot ghidravliceskikh poteri v koltevom prostranstve. In: Neft. hoz., nr. 1, 1957, p. 40—44.

29. *Mitelman B. I.* Spravocinik po ghidravliceskim rasciotom v bureonii. Moskva, Gostoptehizdat, 1963.
30. *Sadihov B. O. s. a.* Opredelenie koeffitienta ghidravliceskih soprotivlenii pri structurnom rejime dvijenii veazkoplasticinih jidkosti meju dvumea kruglimi koaksialnimi tilindrami. In: Azerb. neft. hoz., nr. 9, 1965, p. 18—19.
31. *Movsumov A. A.* Ghidrodinamiceskie osnovi soveršenstvovaniia tehnologhii provodki glubokih skvajin. Moskva, Nedra, 1976.
32. *Esman B. I. si Koselov A. I.* Uproščennaiia formula dlea opredeleniia rashoda pri tecenii veazko-plasticinai jidkosti v koncentricinom prostranstve. In: Neft i gaz, nr. 6, 1972, p. 58—61.
33. *Lipatov V. I. si Mitelman B. I.* Rasciot structurnovo rejima ustanovivševosea tecenia veazko-plasticinih sred. In: Trudi VNIIBT, v. 24 Ghidravlika v bureonii, Moskva, 1970, v. 164.
34. *Golubev D. A.* O tecenii veazko-plasticinih sred v koltevom prostranstve. In: Neft. hoz., nr. 8, 1971, p. 16—19.
35. *Vaughan R. D. s. a.* Laminar flow of non-newtonian fluids in concentric annuli. In: Ind. Eng. Chem., Progress Design and Devel., vol. 5, ian. 1966, p. 44—47.
36. *Redberger P. F. si Charles M. E.* Axial laminar flow in circular pipe containing a fixed excentric core. In: Can. J. Chem. Eng., vol. 40, nr. 4, 1962, p. 21—28.
37. *Minigazimov M. G.* Experimentalnoie issledovanie laminarnovo dvijenii jidkosti v koltevom truboprovode. In: Neft. hoz., nov. 1971, p. 82—84.
38. *Oldroyd J. G.* Rectilinear plastic flow of a Bingham solid. I. Flow between excentric circular cylinders in relative motion. In: Proc. Camb. Phil. Soc., vol. 43, part. 3, 1947, p. 396—405.
39. *Grodde K. H.* Rheologie Kolloider Suspensionen, insbesondere der Bohrspulungen. In: Erdöl und Kohle, vol. 13, nr. 1, 1960, p. 11.
40. *Esman B. I., si Kirita T. A.* K voprosu opredeleniia ghidravliceskih poteri v skvajine pri excentricinom raspoloženii trub. In: Neft i gaz, aug. 1964, p. 77—82.
41. *Gulizade M. P. s. a.* K voprosu opredeleniia ghidravliceskih poteri v excentricinom koltevom prostranstve pri structurnom rejime dvijenii veazko-plasticinai jidkosti. In: Neft i gaz, nov. 1967, p. 51—54.
42. *Gulizade M. P. s. a.* K issledovaniiu davlennii veazko-plasticinai jidkosti v excentricinom koltevom prostranstve. In: Neft i gaz, dec. 1967, p. 27—31.
43. *Gulizade M. P. s. a.* K opredeleniiu ghidravliceskih poteri pri structurnom rejime dvijenii veazko-plasticinai jidkosti meju dvumea soprikasaiușim-sea tilindrami. In: Neft i gaz, nov. 1971, p. 31—36.
44. *Movsumov A. A. s. a.* Opredeleniie koeffitienta ghidravliceskovo soprotivlenii pri dvijenii veazko-plasticinai jidkosti v koltevom prostranstve pri excentricinom raspoloženii vnutrennei trub. In: Neft i gaz, apr. 1967, p. 42.
45. *Așrafian M. O.* Formirovanie potoka veazko-plasticinai jidkosti v zatrubnom prostranstve skvajin. In: Neft hoz., nov. 1970, p. 25—28.
46. *Izmailov L. B., Bulatov A. I.* Kreplenie nefteanhi i gazovih skvajin, Moskva, Nedra, 1976.
47. *Bulatov A. I., Uhanov R. F.* Soveršenstvovanie ghidravliceskih metodov tementirovanii skvajin, Moskva, Nedra, 1978.
48. *Mirzadzianzade A. H. s. a.* Ghidravlika glinistih i tementnih rastvorov. Moskva, Nedra, 1966.
49. *Burkhardt J. A.* Wellbore pressure surges produced by pipe movement. In: J. Pet. Tech., iunie 1961, p. 595—605.
50. *Honwell J. N.* Improved method simplifies friction pressure loss calculation. Oil and Gas J., 25 apr. 1966.
51. *Fontenot J. E. si Clark R. K.* An improved method for calculating swab and surge pressures and circulating pressures in a drilling well. In: Soc. Petr. Eng. J., oct. 1974, p. 451—461.
52. *Hanks R. W.* The laminar-turbulent transition for flow in pipes, con-

centric annuli and parallel plates. In: A. I. Ch. E. J., vol. 9, jan. 1963, p. 45—48.

53. *Hanks R. W. si Pratt D. R.* On the flow Bingham plastic slurries in pipes and between parallel plates. In: Soc. Petr. Eng. J., vol. 7, dec. 1967, p. 342—346.

54. *Hanks R. W.* On the theoretical calculation of friction factors for laminar, transitional and turbulent flow of newtonian fluids in pipes and between plane walls. In: A. I. Ch. E. J., vol. 14, 1968, p. 691.

55. *Hanks R. W. si Dadia B. H.* Theoretical analysis of the turbulent flow of non-newtonian slurries in pipes. In: A. I. Ch. E. J., vol. 17, 1971, p. 554—557.

56. *Ryan N. W. si Johnson M. M.* Transition from laminar to turbulent flow in pipes. In: A. I. Ch. E. J., vol. 5, nr. 4, 1959, p. 433—435.

57. *Hanks R. W. si Christiansen E. B.* The laminar-turbulent transition in nonisothermal flow of pseudoplastic fluids in tubes. In: A. I. Ch. E. J., vol. 8, sept. 1962, p. 467—471.

58. *Hanks R. W. si Valia M. P.* A theory of transitional and turbulent flow of non-newtonian slurries between parallel plates. In: Soc. Petr. Eng. J., martie 1971, p. 52.

59. *Walker R. E. si Korrry D. E.* Field method of evaluating annular performance of drilling fluids. In: J. Petr. Tech., 1974, p. 167—173.

60. *Walker R. E.* Hydraulic limits are set by flow restrictions. In: Oil and Gas J., nr. 40, 1976, p. 86—90.

61. *Walker R. E.* Mud Behavior can be predicted. In: Oil and Gas J., nr. 37, 1976, p. 63—68.

62. *Schlichting H.* Boundary layer theory. Mc Graw — Hill, 1960.

63. *Dodge D. W. si Metzner A. B.* Turbulent flow of non-newtonian systems. In: A. I. Ch. E. J., vol. 5, nr. 2, 1959, p. 189—204.

64. *Bouge D. C. si Metzner A. B.* Velocity profiles in turbulent pipe flow. Newtonian and non-newtonian fluids. In: Ind. Eng. Chem., Fund., vol. 2, nr. 2, 1963, p. 143—149.

65. *Lord D. L.* General turbulent flow scale-up correlation for rheologically complex fluids. In: Soc. Petr. Eng. J., vol. 7, oct. 1967, p. 252.

66. *Hall C. D.* Discussion on general turbulent pipe flow scale-up correlation for rheologically complex fluids. In: S. P. E. J., martie, 1969, p. 131.

67. *Idelcik I. E.* Spravocinik po ghidravliceskim soprotivleniiami. Moskva, Mašinostroenie, 1975.

68. *Altšul A. D.* Ghidravliceskije soprotivleniia. Moskva, Nedra, 1970.

69. *Denison E. B.* Pressure losses inside tool joint can alter drilling hydraulics. In: Oil and Gas J., 22 sept. 1977, p. 66—70.

70. *Astarita G.* Possible interpretation of the mechanism of drag reduction in viscoelastic liquids. In: Ind. Eng. Chem. Fund., vol. 4, nr. 3, 1965, p. 354—356.

71. *Mirzadjanzade A. N. s. a.* Povišenje kacestva țementirovaniia nef-teanij i gazovij skvajin. Moskva, Nedra, 1975.

72. *Dobrinenko V. M. s. a.* Snijenie soprotivleniia pri turbulentnom dvijenij jidkosti dobavkami poverhnostno-aktivnij veșestv. In: Burenje, aug. 1976, p. 15—17.

73. *Simonenkov I. D. s. a.* O rannej turbulentnosti potokov glinistij rastvorov s dobavkami nefi. In: Neft i gaz, mai 1967, p. 22—24.

74. *Segré G. si Silberberg A.* Radial displacements in Poiseuille flow of suspension. In: Nature, nr. 189, 21 jan. 1961, p. 209—210.

75. ****Reologhiia* suspenszii. Culegere de articole. Moskva, Izd. Mir, 1975.

76. *Mahmudov M. N.* O vozmojnosti primeneniia efekta Segré — Silberberg k opisaniiu țementnij rastvorov. In: Neft i gaz, nov. 1970.

77. *Golubev D. A.* Ob ucete effecta pristennoovo skoljeniiia v ghidravliceskij rasciotah. In: Neft. hoz., jan. 1976, p. 20—22.

78. *Morrison St. R. si Harper J. C.* Wall effect in Couette flow of non-newtonian suspensions. In: Ind. Eng. Chem. Fund., nr. 2, 1965, p. 176—181.

3. *Гукасов Н. А., Пирвердян А. М.* Приближенная формула для определения давления на забой скважины.— Нефтяное хозяйство, 1956, № 9, с. 20.
4. *Гукасов Н. А.* Гидродинамика при креплении скважин. М., Недра, 1976.
9. *Розенберг Г. Д., Мительман Б. И.* О структурном режиме течения вязкопластичной жидкости по цилиндрической трубе кругового сечения. Изв. АН СССР ОТН. «Механика и машиностроение», 1961, № 4.
21. *Воларович М. П., Гуткин А. М.* Течение пластичновязкого тела между двумя параллельными стенками и в кольцеобразном пространстве между двумя коаксиальными трубами.— Журнал технической физики, 1946, т. 16, № 3, с. 321—328.
25. *Ивачев Л. М.* К вопросу определения перепада давления при плоскопараллельном течении вязкопластичной жидкости.— Нефть и газ, 1975, № 2, с. 79—81.
26. *Шищенко Р. И.* Гидравлика глинистых растворов. Баку. Азнефтеиздат, 1951.
27. *Филатов Б. С.* Расчет потерь напора в бурильных трубах, замках и долотах.— Нефтяное хозяйство, 1954, № 2, с. 5—7; № 3, стр. 12—13.
28. *Соловьев Е. М.* Расчет гидравлических потерь в кольцевом пространстве.— Нефтяное хозяйство, 1957, № 1, с. 7—9.
29. *Мительман Б. И.* Справочник по гидравлическим расчетам в бурении. М., Гостоптехиздат, 1963.
30. *Садыхов В. О.* Определение коэффициента гидравлических сопротивлений при структурном режиме движения вязкопластичных жидкостей между двумя круглыми коаксиальными цилиндрами.— Азербайджанское нефтяное хозяйство, 1965, № 9, с. 18—19.
31. *Мовсумов А. А.* Гидродинамические основы совершенствования технологии проводки глубоких скважин. М., Недра, 1976.
32. *Есьман Б. И., Кошелов А. И.* Упрощенная формула для определения расхода при течении вязкопластичной жидкости в концентричном пространстве.— Нефть и газ, 1972, № 6, с. 58—61.
33. *Липатов В. И., Мительман Б. И.* Расчет структурного режима установившегося течения вязкопластичных сред.— В кн.: Гидравлика в бурении/Тр. ВНИИБТ, вып. 24, 1970, с. 164.
34. *Голубев Д. А.* О течении вязкопластичных сред в кольцевом пространстве.— Нефтяное хозяйство, 1971, № 8, с. 16—19.
37. *Минигазиев М. Г.* Экспериментальное исследование ламинарного движения жидкости в кольцевом трубопроводе.— Нефтяное хозяйство, 1971, № 4, с. 62—64.
40. *Есьман Б. И., Кирия Т. А.* К вопросу определения гидравлических потерь в скважине при эксцентричном расположении труб.— Нефть и газ, 1964, № 8, с. 77—82.
41. *Гулизаде М. П.* К вопросу определения гидравлических потерь в эксцентричном кольцевом пространстве при структурном режиме движения вязкопластичной жидкости.— Нефть и газ, 1967, № 11, с. 51—54.
42. *Гулизаде М. П.* К исследованию движения вязкопластичной жидкости в эксцентричном кольцевом пространстве.— Нефть и газ, 1967, № 12, с. 27—31.
43. *Гулизаде М. П.* К определению гидравлических потерь при структурном режиме движения вязкопластичной жидкости между двумя соприкасающимися цилиндрами.— Нефть и газ, 1971, № 11, с. 8—14.
44. *Мовсумов А. А.* Определение коэффициента гидравлического сопротивления при движении вязкопластичной жидкости в кольцевом пространстве при эксцентричном расположении внутренней трубы.— Нефть и газ, 1967, № 4, с. 42.
45. *Ашрафьян М. О.* Формирование потока вязкопластичной жидкости в затрубном пространстве скважины.— Нефтяное хозяйство, 1970, № 11, с. 25—28.
46. *Измайлов Л. Б., Булатов А. И.* Крепление нефтяных и газовых скважин. М., Недра, 1976.

47. Булатов А. И., Уханов Р. Ф. Совершенствование гидравлических методов цементирования скважин. М., Недра, 1978.
48. Мирзаджанзаде А. Х. Гидравлика глинистых и цементных растворов. М., Недра, 1966.
67. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Машиностроение, 1975.
68. Альштуль А. Д. Гидравлические сопротивления. М., Недра, 1970.
71. Мирзаджанзаде А. Х. и др. Повышение качества цементирования нефтяных и газовых скважин. М., Недра, 1975.
72. Добриненко В. М. и др. Снижение сопротивления при турбулентном движении жидкости добавками поверхностно-активных веществ.— Бурение, 1976, № 8, с. 15—17.
73. Симоненков И. Д. О ранней турбулентности потоков глинистых растворов с добавками нефти.— Нефть и газ, 1967, № 5, с. 22—24.
76. Махмудов М. Н. О возможности применения эффекта Сегре — Зильберберга к описанию цементных растворов.— Нефть и газ, 1970, № 11, с. 21.
77. Голубев Д. А. Об учете эффекта пристенного скольжения в гидравлических расчетах.— Нефтяное хозяйство, 1976, № 1, с. 20—22

Глава 5. РЕОМЕТРИЯ БУРОВЫХ И ТАМПОНАЖНЫХ ЦЕМЕНТНЫХ РАСТВОРОВ

5.1. ПРИНЦИПЫ РЕОМЕТРИИ

Предмет реометрии — количественное описание реологического поведения тел, в частности определение их реологических параметров в различных условиях: давления, температуры, скорости сдвига (деформации), длительности движения, состава, влияния химических реакций и т. д.

Эмпирически невозможно установить соотношение между напряжением сдвига и скоростью деформации для двух элементарных (соседних) слоев жидкости, находящейся в движении, только путем непосредственных наблюдений во времени и в пространстве. Соответствующее реологическое уравнение с искомыми реологическими параметрами может быть составлено лишь посредством изучения в процессе течения поведения определенного объема вещества.

В принципе это поведение можно исследовать в канале любой геометрической конфигурации путем интегрирования уравнений движения жидкости с известной реологической моделью и граничными условиями; реологические параметры определяются в результате решения соответствующих уравнений. Однако точные решения этих уравнений могут быть получены только при упрощенных граничных условиях, даже в простейшем случае течения вязких ньютоновских жидкостей. Кроме того, часто реологическая модель жидкости не является априорно известной, а ее определение затруднено ввиду проявления тиксотропных, реопектных или вязкоупругих эффектов (в буровых и тампонажных растворах, как известно, почти всегда наблюдаются тиксотропные эффекты, типичные для коллоидных растворов, а добавление в раствор высокомолекулярных полимеров иногда придает им вязкоупругие свойства). Однако даже в относительно простых случаях течения математическая обработка экспериментальных данных затрудняется побочными явлениями, такими, как концевые и пристенные эффекты и т. д.

По этой причине в реометрии используется сравнительно ограниченный тип течений — прямолинейное или вращательное движение, свободные или вынужденные перемещения и колебания твердых тел в объеме исследуемой жидкости, зато конструктивные решения весьма разнообразны. Основные задачи, стоящие перед исследователями, — обеспечение легкости поддержания и контроля заданных условий течения (режима течения, давления, температуры), предотвращение (конструктивным или аналитическим путем) побочных явлений, а также до-

статочной простой и быстрой, но в то же время точная обработка получаемых экспериментальных данных.

Независимо от конструктивных особенностей используемого реометра решение, полученное в результате интегрирования уравнений движения при заданных граничных условиях, будет представлять собой соотношение между геометрическими размерами зоны течения, определяемыми измеряемыми величинами (расход — перепад давления, частота вращения — вращающий момент, масса — скорость осаждения и т. д.), и реологическими параметрами испытываемой жидкости. Если реологическая модель жидкости известна, то достаточно провести несколько измерений в соответствии с числом определяемых реологических параметров. Напротив, если реологическая модель жидкости не известна, то необходимо выполнить большой объем измерений в широком диапазоне скоростей деформации для получения так называемой «кривой течения» — графика соотношения между измеряемыми величинами. В зависимости от формы этой кривой (в декартовых, логарифмических или иных координатах) принимается та или иная реологическая модель жидкости во всем исследуемом диапазоне скоростей сдвига или в определенных интервалах его. Часто, когда представляется нецелесообразным отыскание реологической модели жидкости и соответствующих ей реологических параметров, используется либо непосредственно кривая течения, либо реограмма $\tau = \tau(\dot{\gamma})$, полученная в результате обработки этой кривой.

Наиболее удобный и надежный способ определения реологических постоянных, особенно для неньютоновских жидкостей, теоретический. В частности, рассматривается течение между двумя скользящими пластинами с достаточно большой поверхностью и очень малым зазором между ними, где скорость деформации одинакова в любой точке. Вследствие затруднений конструктивного характера и неудобств в обращении реометры такого типа широкого распространения не получили. Постоянные скорости деформаций можно получить и в реометрах с аксиальными ротационными конусами или в реометрах, состоящих из конуса и пластинки [1, 2].

В промышленных условиях наиболее распространенными стали ротационные реометры куэттовского типа с коаксиальными цилиндрами благодаря легкости в обращении и обработке опытных данных. В лабораторных условиях используются и капиллярные реометры, с помощью которых скорости деформации можно измерять в более широких пределах.

Поэтому в дальнейшем будут рассматриваться лишь такие реометры, в которых реализуется осесимметричное течение в круглых цилиндрических трубах или течение между двумя коаксиальными вращающимися цилиндрами.

5.2. КАПИЛЛЯРНЫЕ РЕОМЕТРЫ

В этих реометрах измеряется перепад давления при ламинарном течении жидкости с определенным расходом через длинную гладкую цилиндрическую трубку заданных размеров. Кривая течения или реологические параметры жидкости определяются посредством проведения достаточного числа измерений при заданном расходе (часто задают перепад давления между концами трубки и определяют расход жидкости).

При обычных значениях вязкости буровых и тампонажных цементных растворов (1—100 мПа·с) применяются трубки, внутренний диаметр которых равен нескольким миллиметрам. Для предотвращения влияния концевых эффектов длина трубки должна быть в 100—1000 раз больше ее внутреннего диаметра. В целях выявления тиксотропных свойств жидкости, которые проявляются в начале течения, желательно, чтобы давления в реометре изменялись в широком диапазоне, а это возможно, когда источником давления служит сжатый газ, а не насос.

Конструкции реометров должны обеспечивать возможность измерения давления, расхода, поддержания постоянных значений температуры и давления, а также не допускать седиментации твердых частиц в суспензиях. Для оценки влияния побочных эффектов и определения характеристик жидкостей, зависящих от времени, необходимо предусматривать возможность использования комплекта трубок разного диаметра и длины.

Преимущества капиллярных реометров по сравнению с ротационными таковы:

- 1) простота измерительной части;
- 2) возможность реализации широкого диапазона скоростей сдвига;
- 3) легче обеспечивается седиментационная устойчивость суспензий;
- 4) практически полное отсутствие саморазогрева жидкости ввиду кратковременности ее пребывания в капилляре реометра.

Основные недостатки реометров этого типа:

1) определение реологических параметров неньютоновских жидкостей затруднено, поскольку жидкость в трубке одновременно подвергается различным скоростям сдвига — от нуля на ее оси до максимальной у стенок. Поэтому предполагается либо решение громоздкой системы сложных уравнений, либо построение кривой течения, что связано с необходимостью проведения многочисленных экспериментов;

2) необходимость измерений расхода и давления значительно усложняет устройство дополнительными измерительными приборами; к тому же определение расхода неньютоновской жидкости уже само по себе представляет весьма сложную задачу, особенно когда контур циркуляции замкнут (при высоких температурах и давлениях);

3) требуется больший объем жидкости, чем для ротационного реометра;

4) необходима более сложная система термостатирования и терморегулирования жидкости;

5) проведение измерений, замена и чистка трубок, а также обработка опытных данных требуют много времени, что и определяет непригодность использования реометров этого типа на буровой;

6) разброс получаемых опытных данных, как правило, больше; велики погрешности ввиду более частого проявления концевых, пристенных и тиксотропных эффектов.

Поскольку в соотношении «давление — расход» диаметр трубки входит в четвертой степени, его следует очень точно измерять путем заполнения трубки ртутью или калибровки с использованием ньютоновской жидкости известной вязкости. Трубка должна быть прямой, овальность или конусность не допускается.

5.2.1. Обработка опытных данных

Вязкость ньютоновских жидкостей определяется достаточно просто (по данным только одного измерения) с помощью уравнения Гагена — Пуазейля (4.36):

$$\eta = \pi D^4 \Delta p / (128 Q L), \quad (5.1)$$

где Δp — перепад давления между концами трубки или между точками замера давлений, находящимися на расстоянии L .

С помощью этого же уравнения можно определить и эффективную вязкость любой другой жидкости.

Если реологическое поведение жидкости описывается бингамовской моделью, то в принципе следует провести два измерения при различных значениях расхода. С помощью уравнения Бакингема (4.35) составляется система из двух уравнений, в которых неизвестными являются пластическая вязкость η_p и предельное напряжение сдвига τ_0 . Решение этой системы возможно только методом последовательных приближений.

При выполнении большего числа измерений можно построить кривую течения (см. рис. 4.3). Однако, так как большинство буровых и тампонажных цементных растворов обладает тиксотропными свойствами, начальный отрезок этой кривой деформирован и пересечение с осью напряжений P_0 (или τ_0) при $Q=0$ не является достоверным.

Поскольку диаметр трубок относительно мал, при обычных значениях реологических параметров буровых и тампонажных растворов условие $[\text{He} = \tau_0 D^2 \rho / (\eta_p)^2 < 10^4]$, рекомендуемое Хэнком и Праттом, в общем удовлетворяется и упрощение, вводимое пренебрежением последним членом в уравнении Бакингема, является приемлемым. Запишем уравнение (4.42) в виде

$$\tau_p = \eta_p \frac{8v_m}{D} + \frac{4}{3} \tau_0. \quad (5.2)$$

Тогда пластическая вязкость η_p будет характеризоваться наклоном линейного отрезка кривой течения $\tau_p = \tau_p(8v_m/D)$, а значение τ_0 определится из пересечения этого отрезка с осью τ_p .

Если проведены только два измерения при достаточно больших градиентах давления, то

$$\eta_p = \frac{\pi D^4}{128L} \frac{\Delta p_2 - \Delta p_1}{Q_2 - Q_1}; \quad (5.3)$$

$$\tau_0 = \frac{3D}{16L} \frac{\Delta p_1 Q_2 - \Delta p_2 Q_1}{Q_2 - Q_1}. \quad (5.4)$$

Для жидкостей, подчиняющихся модели Оствальда — де Ваала, из соотношения (4.61) при двух измерениях получим

$$n = \frac{\lg(\Delta p_2/\Delta p_1)}{\lg(Q_2/Q_1)}; \quad (5.5)$$

$$K = \left(\frac{\pi n}{3n+1} \right)^n \frac{D^{3n+1}}{2^{3n+2}} \frac{\Delta p_1}{L Q_1^n}. \quad (5.6)$$

В случае использования модели Гершеля — Балкли необходимы минимум три измерения; с помощью уравнения (4.72) составляется система уравнений относительно неизвестных параметров τ_0 , K и n , которую можно решить методом последовательных приближений. На практике значение предельного напряжения τ_0 определяется путем построения реограммы. Из уравнения (2.18) в логарифмической форме

$$\lg(\tau - \tau_0) = \lg K + n \lg \dot{\gamma} \quad (5.7)$$

получаем прямую с углом наклона n , пересекающую ось $(\tau - \tau_0)$ в точке K .

Ле Фюр и Мартин [3] предлагают графический метод определения реологических параметров η_∞ , τ_∞ и m , характеризующих модель Бриана.

Ввиду того что реологическая модель жидкости часто заранее неизвестна или для отдельных диапазонов скорости деформации требуются разные модели, а математический анализ моделей с числом параметров более двух затруднен, представляется более удобным использовать непосредственно измеренные значения расходов и перепадов давления в капиллярном вискозиметре — обобщение Метцнера — Рида.

Для этого строится кривая течения, т. е. зависимость $8v_m/D$ от напряжений на стенке $\Delta p D/(4L)$. Поскольку эта кривая зависит только от реологических характеристик жидкости,

ее можно использовать для расчета потерь давления в любом трубопроводе.

Если указанная зависимость построена в логарифмических координатах, показатель n' определяется для различных значений напряжения на стенке τ_p как угол наклона касательной, проведенной через соответствующую точку этой кривой:

$$n' = \frac{d \lg \tau_p}{d \lg (8v_m/D)}. \quad (4.85a)$$

Затем вычисляется скорость сдвига на стенке

$$\left(\frac{dv}{dr} \right)_p = \frac{3n' + 1}{4n'} \frac{8v_m}{D}.$$

После этого следует построить реограмму $\tau_p = \tau_p(\dot{\gamma}_p)$ и разделить математическую модель, с помощью которой можно наиболее точно описать реологическое поведение жидкости.

Пример 5.1. С помощью капиллярного вискозиметра диаметром $d=4$ мм и длиной $l=1$ м исследовалось течение бурового раствора, в результате были получены откорректированные экспериментальные значения (см. параграф 5.2.2) перепада давления и расхода (табл. 5.1). Плотность раствора $\rho=1050$ кг/м³. Необходимо:

а) построить кривую течения $\tau_p = \tau_p(8v_m/d)$ и реограмму $\tau_p = \tau_p(dv/dr)_p$ в логарифмических координатах;

б) рассчитать эффективную и кажущуюся вязкость по всем точкам измерения;

в) проверить, является ли режим течения ламинарным по всему диапазону скоростей сдвига;

г) построить кривые зависимости перепада давления от расхода в двух трубопроводах длиной 1000 м и внутренним диаметром 100 и 150 мм, через которые течет исследуемый раствор (см. примеры 4.5 и 4.6);

Таблица 5.1

Экспериментальные данные		Результаты расчетов						
		$\frac{\Delta p d}{4L},$ Па	$\frac{8v_m}{d},$ с ⁻¹	n'	$K',$ Н·с ^{n'} /м ²	$\left(\frac{dv}{dr} \right)_p,$ с ⁻¹	$\eta_{ef},$ мПа·с	$\eta_a',$ мПа·с
$\Delta p, \text{ Па}$	$Q, \text{ см}^3/\text{с}$							
5 000	0,20	5	32	0,23	2,343	58,78	156,0	85,0
6 000	0,40	6	63,5	0,25	2,174	111,12	94,5	54,0
7 000	0,65	7	103,5	0,26	2,087	178,14	67,5	39,5
8 000	1,10	8	175	0,28	1,884	287,50	45,7	27,8
9 000	1,57	9	250	0,29	1,815	403,02	36,0	22,3
10 000	2,30	10	368	0,35	1,265	538,86	27,2	18,6
15 000	5,85	15	930	0,55	0,350	1 120,23	16,1	13,4
20 000	9,50	20	1350	0,66	0,172	1 523,86	14,8	13,1
30 000	15,70	30	2500	0,78	0,067	2 676,28	12,0	11,2
40 000	22,00	40	3500	0,84	0,042	3 666,67	11,4	10,9
50 000	29,50	50	4700	0,88	0,030	4 860,23	10,6	10,3
60 000	36,50	60	5800	0,90	0,0246	5 961,11	10,3	10,1
80 000	50,00	80	7950	0,94	0,0176	8 076,86	10,1	9,9
100 000	62,80	100	10 000	0,96	0,0144	10 104,17	10,0	9,9

д) рассчитать перепад давления в кольцевом пространстве с размерами: $D_1=120$ мм, $D_2=200$ мм и $L=1000$ м. Расход бурового раствора $Q=15 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Решение

А. Вычисляются значения

$$\tau_p = \Delta p d / (4l);$$

$$\tau_p = \Delta p \cdot 4 \cdot 10^{-3} / (4 \cdot 1) = 10^{-3} \Delta p.$$

Значения в 3-й графе табл. 5.1 получены умножением соответствующих значений 1-й графы на коэффициент 10^{-3} . Аналогично

$$8v_m/d = 32Q/(\pi d^3);$$

$$8v_m/d = 32 \cdot 10^{-3} Q / (3,14 \cdot 4^3 \cdot 10^{-9}) = 159Q.$$

С помощью этого выражения были вычислены значения в 4-й графе. По этим данным в логарифмических координатах строится кривая течения $\tau_p = \tau_p(8v_m/d)$ (рис. 5.1).

Для расчета скорости сдвига на стенке используется соотношение (4.84), где n' представляет угол наклона построенной кривой.

Например, через точку А, соответствующую значению $8v_m/d=930$ с⁻¹, проводится касательная к кривой. На касательной берутся две точки: 1 и 2; используя координаты этих точек, получаем

$$n' = \frac{\lg \tau_2 - \lg \tau_1}{\lg \left(\frac{8v_m}{d} \right)_2 - \lg \left(\frac{8v_m}{d} \right)_1};$$

$$n' = \frac{\lg \frac{50}{4}}{\lg \frac{8000}{80}} = 0,55.$$

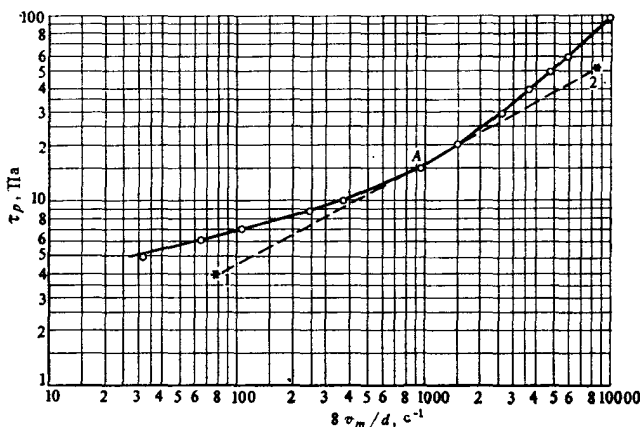


Рис. 5.1. Зависимость напряжения сдвига на стенке τ_p от кажущейся скорости сдвига на стенке $8v_m/d$ при течении в капиллярном вискозиметре (см. пример 5.1)

Используя отношение (4.86), получим значение K' в точке A .

$$K' = \frac{(\tau_p)_A}{(8v_m/d)_A^{n'}};$$

$$K' = \frac{15}{930^{0,55}} = 0,35 \text{ Па} \cdot \text{с}^{n'}.$$

Скорость сдвига

$$\left(\frac{dv}{dr} \right)_p = \frac{3 \cdot 0,55 + 1}{4 \cdot 0,55} 930 = 1,2045 \cdot 930 = 1120,23 \text{ с}^{-1}.$$

То же самое было проделано и в других точках кривой; таким образом была построена реограмма течения (рис. 5.2). Можно видеть, что практически она состоит из двух прямолинейных отрезков, каждый из которых можно аппроксимировать моделью Оствальда — де Ваала с различными реологическими параметрами:

$$n = 0,34, \quad K = 1,24 \text{ Па} \cdot \text{с}^n \quad \text{при} \quad \left(\frac{dv}{dr} \right)_p < 800 \text{ с}^{-1};$$

$$n = 0,87, \quad K = 0,033 \text{ Па} \cdot \text{с}^n \quad \text{при} \quad \left(\frac{dv}{dr} \right)_p > 800 \text{ с}^{-1}.$$

Б. Согласно определению (4.40), эффективная вязкость, например, в точке A

$$\eta_{ef} = \frac{\tau_p}{8v_m/d};$$

$$\eta_{ef} = \frac{15}{930} = 0,0161 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

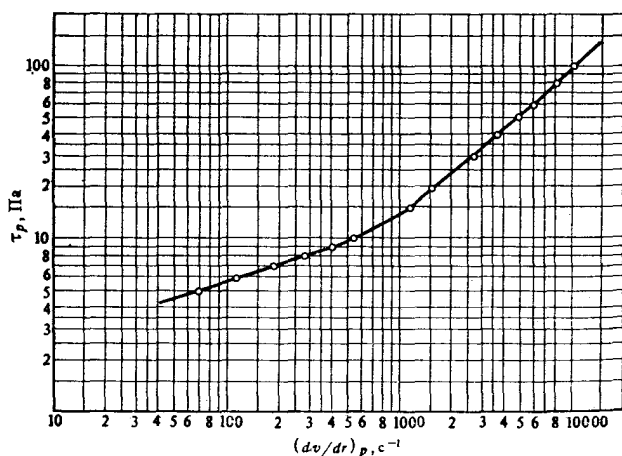


Рис. 5.2. Зависимость напряжения сдвига на стенке τ_p от скорости сдвига на стенке $\left(\frac{dv}{dr} \right)_p$ для жидкости из примера 5.1

Кажущаяся вязкость определяется по формуле (2.13)

$$\eta = \frac{\tau}{dv/dr} = \frac{\tau_p}{(dv/dr)_p};$$

$$\eta = \frac{15}{1120,23} = 0,0134 \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

Аналогичным образом были вычислены и остальные величины. Как эффективная, так и кажущаяся вязкость уменьшаются с увеличением скорости сдвига — жидкость является псевдопластичной, значения этих вязкостей совпадают только при очень больших скоростях сдвига.

В. Для установления режима течения достаточно определить значение критерия Re только в последней точке. Средняя скорость

$$v_m = \frac{4Q}{\pi d^3} = \frac{4 \cdot 62,8 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 4^3 \cdot 10^{-6}} = 5 \text{ м/с}.$$

Можно использовать два равноценных соотношения. Например, из соотношения (4.91)

$$\text{Re} = \frac{8^{1-n'} d^{n'} v_m^{2-n'} \rho}{K'};$$

$$\text{Re} = \frac{8^{1-0,96} \cdot 0,004^{0,96} \cdot 5^{2-0,96} \cdot 1050}{0,0144} = 2108$$

или

$$\text{Re} = \frac{v_m d \rho}{\eta_{ef}};$$

$$\text{Re} = \frac{5 \cdot 0,004 \cdot 1050}{10 \cdot 10^{-3}} = 2100.$$

Эти значения практически одинаковы и ниже критического, определяемого уравнением (4.202):

$$\text{Re}_{cr} = \frac{6464 \cdot 0,96}{(1 + 3 \cdot 0,96)^2 \left(\frac{1}{2 + 0,96} \right)^{\frac{2+0,96}{1+0,96}}} = 2122.$$

Следовательно, режим течения во всем диапазоне скоростей сдвига ламинарный.

Г. Запишем соотношение (4.91) в следующем виде:

$$\left(\frac{8v_m}{D} \right)_{cr} = \left(\frac{8K' \text{Re}_{cr}}{\rho D^2} \right)^{\frac{1}{2-n'}}.$$

С учетом Re_{cr} из табл. 5.1 (или рис. 5.1) подбираются такие значения параметра $8v_m/D$, для которых соблюдается равенство $(8v_m/D)_{cr} = (8v_m/D)$. Таким образом, для $D=100$ мм находим, что $(8v_m/D)_{cr} \approx 115 \text{ с}^{-1}$, а для $D=150$ мм — 70 с^{-1} . Отсюда критические значения расхода равны 11 и $23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ соответственно.

Расход (в $\text{м}^3/\text{с}$) можно рассчитать при помощи соотношения (для $D=100$ мм)

$$Q = \frac{\pi D^3}{32} \frac{8v_m}{D} = 0,981 \cdot 10^{-4} \frac{8v_m}{D}.$$

При ламинарном режиме течения перепад давления (в Па) определяется по формуле

$$\Delta p = \frac{4L}{D} \tau_p = \frac{4 \cdot 1000}{0,1} \tau_p = 4 \cdot 10^4 \tau_p.$$

При турбулентном режиме течения используется формула Дарси — Вейсбаха

$$\Delta p = \lambda \frac{v_m^2}{2} \frac{L}{D} \rho = \frac{1000 \cdot 1050}{2 \cdot 0,1} \lambda v_m^2 = 52,5 \cdot 10^5 \lambda v_m^2.$$

где λ определяется из графика (см. рис. 4.26) как функция n' и Re .

Например, для первой точки кривой течения на рис. 5.1 (ламинарный режим)

$$Q = 0,981 \cdot 10^{-4} \cdot 32 = 3,14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\Delta p = 4 \cdot 10^4 \cdot 5 = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Для четвертой точки (турбулентный режим)

$$Q = 0,981 \cdot 10^{-4} \cdot 175 = 17,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$v_m = \frac{4 \cdot 17,2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1^2} = 2,19 \text{ м/с};$$

$$Re = \left(\frac{8v_m}{D} \right)^{2-n'} \frac{\rho D^2}{8K'};$$

$$Re = 175^{2-0,28} \frac{1050 \cdot 0,1^2}{8 \cdot 1,884} = 5040.$$

Из графиков (см. рис. 4.26) определим, что $\lambda = 0,017$, откуда $\Delta p = 0,430 \text{ МПа}$. То же самое проделывается и для другого диаметра (рис. 5.3).

Если жидкость подчиняется модели Оствальда — де Ваала, а n' и K' постоянные, то соответствующие кривые течения в логарифмических координатах окажутся прямыми.

Д. Средняя скорость в кольцевом пространстве

$$v_m = \frac{4Q}{\pi (D_2^2 - D_1^2)};$$

$$v_m = \frac{4 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{3,14 (0,20^2 - 0,12^2)} = 0,746 \text{ м/с},$$

поэтому

$$\frac{12v_m}{D_2 - D_1} = \frac{12 \cdot 0,746}{0,20 - 0,12} = 112 \text{ с}^{-1}.$$

Из соотношений (4.170) и (4.168), где $n = n' = 0,34$, а $K = 1,24 \text{ Па} \cdot \text{с}$ (для жидкости Оствальда — де Ваала),

$$\tau_p = \left(\frac{2n+1}{3n} \right)^n K \left(\frac{12v_m}{D_2 - D_1} \right)^n;$$

$$\tau_p = \left(\frac{2 \cdot 0,34 + 1}{3 \cdot 0,34} 112 \right)^{0,34} 1,24 = 7,31 \text{ Па}.$$

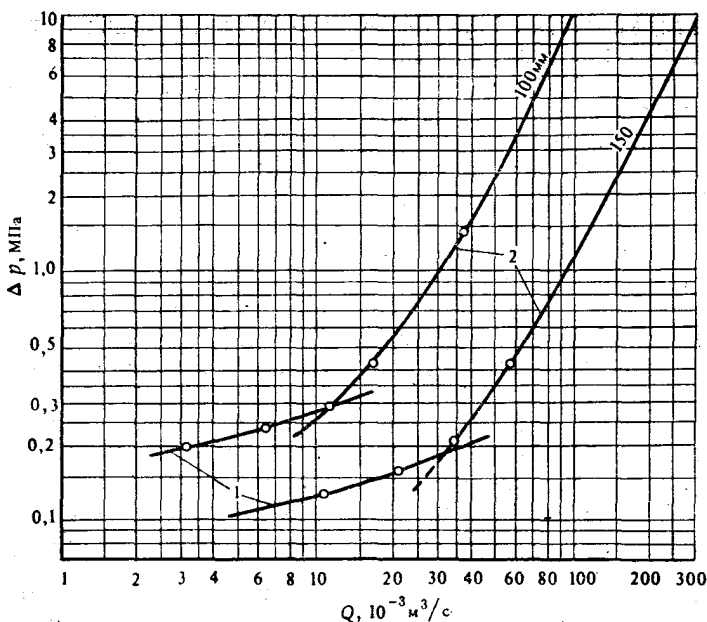


Рис. 5.3. Зависимость между расходом и перепадом давления в трубопроводе (см. пример 5.1):

1 — ламинарное течение; 2 — турбулентное течение

Потери давления

$$\Delta p = \frac{4L\tau_p}{D_2 - D_1};$$

$$\Delta p = \frac{4 \cdot 1000 \cdot 7,31}{0,20 - 0,12} = 0,365 \text{ МПа.}$$

Более точные расчеты можно выполнить методом последовательных приближений. При $n^* = n = 0,34$ из соотношения (4.166) найдем, что $(dv/dr)_p = 184 \text{ с}^{-1}$. Допуская, что это значение достаточно точное, получаем $K = 1,98 \text{ Па} \cdot \text{с}$, $K^* = 205 \text{ Па} \cdot \text{с}$ [из уравнения (4.174)], $\tau_p = 7,32 \text{ Па}$ [из формулы (4.168)]. Наконец найдем, что $\Delta p = 0,366 \text{ МПа}$. Это значение почти совпадает с предыдущим (см. также пример 4.11).

5.2.2. Коррекция вискозиметрических данных

Проявление вторичных эффектов при течении растворов в вискозиметре требует введения определенных поправок к реометрическим данным; в противном случае кривые течения растворов и значения их реологических параметров могут оказаться искаженными.

К ним относятся поправки на влияние входного участка, кинетическую энергию потока жидкости; влияние разницы в высоте жидкости на входе и выходе; влияние пристенных эффектов.

Давление расходуется не только на преодоление сил трения жидкости по длине капиллярной трубки, часть его затрачивается на формирование ламинарного профиля скоростей на начальном участке трубки. Резкое сужение проходного сечения и сжатие потока жидкости в этой зоне может привести к образованию застойных зон или завихрений, на которые затрачивается часть энергии потока.

При входе жидкости из резервуара в трубу происходит преобразование энергии давления в кинетическую энергию. Следовательно, фактические потери давления на трение по всей длине трубы меньше измеренных. При выходе потока из трубы проходное сечение снова резко изменяется, скорость и, следовательно, кинетическая энергия потока постепенно снижаются до нуля.

Если высота столба жидкости на входе отличается от высоты столба жидкости на выходе, то эту разницу следует учитывать. В некоторых вискозиметрах, где предусмотрен свободный излив жидкости в мерную емкость, эта разница в уровнях и является единственным фактором, обуславливающим движение жидкости.

Поправки на эти три эффекта могут быть рассчитаны с помощью уравнения Бернулли [2]. Запишем баланс энергии между сечениями 1—1 и 2—2 на схеме (рис. 5.4):

$$p_1 + \rho g z_1 + \frac{\alpha_1 (v_m^2)_1}{2} \rho = p_2 + \rho g z_2 + \frac{\alpha_2 (v_m^2)_2}{2} \rho + \Sigma \Delta p_{1-2}, \quad (5.8)$$

где α — коэффициент Кориолиса, $\Sigma \Delta p_{1-2}$ — суммарные потери давления между сечениями 1 и 2. Поскольку диаметр резервуара значительно больше диаметра трубы, величиной $\alpha_1 (v_m)_1$ можно пренебречь и считать, что потери давления происходят только в трубе. Тогда, используя обозначение $(v_m)_2 = v_m$, получим

$$\Sigma \Delta p_{1-2} = \Delta p_t + \Delta p_l = \zeta_t \frac{v_m^2}{2} \rho + \Delta p_l. \quad (5.9)$$

Первый член этого уравнения представляет собой потерю давления, связанную с входным участком трубы, а второй —

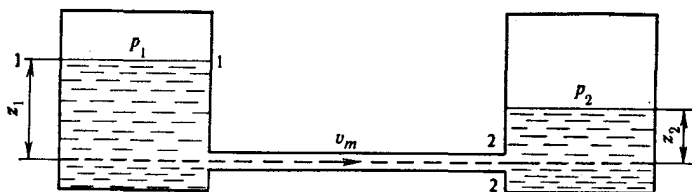


Рис. 5.4. Схема капиллярного реометра

величину давления, необходимого для преодоления сил трения по всей ее длине. Подстановкой в (5.8) получаем

$$\Delta p_l = p_1 - p_2 - \xi_l \frac{v_m^2}{2} \rho - \frac{\alpha v_m^2}{2} \rho + (z_1 - z_2) \rho g. \quad (5.10)$$

Последние три члена этого выражения представляют собой поправки, которые следует ввести в измеренную разность давлений $(p_1 - p_2)$. Нетрудно заметить, что они не зависят от длины трубы.

Существуют многочисленные теоретические и экспериментальные способы определения коэффициентов ξ_i и α . Для труб с прямым входом коэффициент местного сопротивления $\xi_i \approx 0,5$, а для труб с закругленным входным отверстием он снижается до 0,2.

Коэффициент α , учитывающий неравномерность распределения скорости на входном участке трубы, может быть определен при условии, что показатель распределения скорости известен [1, 4]:

$$\alpha = \frac{1}{A} \int_A \left(\frac{v}{v_m} \right)^3 dA = \frac{2}{R^2 v_m^3} \int_0^R v^3 r dr. \quad (5.11)$$

При ламинарном течении принимаются следующие значения коэффициента α : для ньютоновских жидкостей $\alpha=2$; для бингамовских жидкостей $\alpha=(2-c)$, где $c=\tau_0/\tau_p=r_0/R$; для жидкостей Оствальда — де Ваала $\alpha=3(3n+1)^2/[(2n+1)(5n+3)]$. Имеются и другие теоретические и экспериментальные способы определения этих коэффициентов, например, для бингамовских жидкостей [1, с. 99 или 5].

Поправки на влияние входного участка и кинетическую энергию можно свести к увеличению фактической длины трубы L на некоторую фиктивную величину ΔL таким образом, чтобы измеренный перепад давления по всей фактической длине трубы при одном и том же расходе был равен перепаду давления при течении в трубе, длина которой равна $(L+\Delta L)$ и в которой отсутствуют упомянутые эффекты.

Величину ΔL можно определить экспериментальным путем, например если использовать две трубы длиной L_1 и L_2 одинакового диаметра при течении жидкости с одним и тем же расходом. Соотношения между расходом и перепадом давления для этих труб будут выглядеть так:

$$\Delta p_1 = f(Q, \eta)(L_1 + \Delta L); \quad (5.12)$$

$$\Delta p_2 = f(Q, \eta)(L_2 + \Delta L). \quad (5.13)$$

Тогда

$$\Delta L = \frac{\Delta p_1 L_2 - \Delta p_2 L_1}{\Delta p_2 - \Delta p_1} \quad (5.14)$$

или

$$\Delta p = \Delta p_2 - \Delta p_1 = f(Q, \eta)(L_2 - L_1). \quad (5.15)$$

Таким образом, при расчете можно использовать разницу перепадов давления Δp или условную величину $(L_2 - L_1)$.

Для повышения точности рекомендуется использовать несколько труб, а поправку ΔL определять по линейной зависимости $\Delta p = \Delta p(L)$.

Такой метод применим только для жидкостей, не обладающих тиксотропными или реопектными свойствами, и при отсутствии скольжения на стенке, когда кривая $\Delta p = \Delta p(Q)$ является единственной (см. параграф 4.1.1). Нелинейность кривой $\Delta p = \Delta p(Q)$ свидетельствует о наличии этих эффектов.

Как отмечалось в параграфе 4.4.4, при течении некоторых неньютоновских суспензий вблизи стенки трубы асимметричные частицы, находящиеся во взвешенном состоянии, ориентируются в направлении вдоль стенки. Иногда даже появляется пленка жидкости, состоящая только из дисперсионной среды — чистой воды или дизтоплива — с гораздо более низкой вязкостью, чем у суспензии в целом. Однако только ориентирование чешуек бентонита или полимерных макромолекул вызывает некоторое снижение кажущейся вязкости вблизи стенок. Результат аналогичен эффекту проскальзывания движущейся жидкости относительно стенки — происходит увеличение фактического расхода по сравнению с расчетным при течении жидкости с реологическими характеристиками, которые предполагаются неизменными во всем ее объеме.

Влияние этого эффекта можно учесть, если при интегрировании уравнений движения принять определенную (отличную от нуля) скорость v_p проскальзывания у стенки, которую впоследствии следует определить и которая, естественно, возрастает с увеличением напряжения на стенке τ_p .

Расход жидкости при ламинарном установившемся течении в трубе в данном случае будет определяться уравнением [см. также соотношения (4.74—4.80)]

$$Q = 2\pi \int_0^R v r dr = \pi \int_0^R v d(r^2). \quad (5.16)$$

Интегрируя по частям, получим

$$\begin{aligned} Q &= \pi [v r^2 - \int r^2 dv]_0^{R^2} = \pi v_p R^2 - \pi \int_0^{R^2} r^2 dV = \pi v_p R^2 - \\ &- \pi \int_0^R r^2 \frac{\tau}{\eta(\tau)} dr = \pi v_p R^2 - \frac{\pi R^3}{\tau_p^3} \int_0^{\tau_p} \frac{\tau^3}{\eta(\tau)} d\tau \end{aligned} \quad (5.17)$$

или в другом виде

$$\frac{v_m}{R\tau_p} = \frac{v_p}{R\tau_p} - \frac{1}{\tau_p^4} \int_0^{\tau_p} \frac{\tau^3}{\eta(\tau)} d\tau. \quad (5.18)$$

Численное значение этого интеграла зависит только от его пределов, и соотношение (5.18) можно записать в такой форме:

$$\frac{v_m}{D} = \frac{v_p}{D} + \Phi(\tau_p). \quad (5.19)$$

Степень влияния пристенного эффекта тем выше, чем меньше диаметр трубы. Скорость v_p можно определить как функцию τ_p следующим образом:

1) для нескольких труб разного диаметра, но одинаковой длины строятся кривые течения (графики v_m/D от τ_p). Если скольжение отсутствует, эти кривые должны совпадать;

2) при наличии пристенного эффекта кривые течения расходятся. В этом случае при $\tau_p = \text{const}$ определяются значения v_m/D и строится график v_m/D от $1/D$. Наклон этих прямых, согласно уравнению (5.19), характеризует скорость проскальзывания v_p ;

3) строится зависимость $v_p = v_p(\tau_p)$.

Теперь расход Q_m , измеренный при определенном значении τ_p , можно скорректировать

$$Q_c = Q_m - \pi R^2 v_p. \quad (5.20)$$

Поправка на расход может изменяться в широких пределах и достигать 70 % измеренного значения расхода. Пренебрежение этой поправкой не только искажает значение реологических параметров жидкости, но и может даже привести к результатам, лишенным физического смысла, например к отрицательным значениям предельного напряжения сдвига.

При измерениях в условиях высоких температур (и давлений) необходимо учитывать также влияние расширения измерительной трубы и жидкости.

5.2.3. Выявление тиксотропных свойств

Наличие у растворов тиксотропных свойств, равно как и реопектных, является причиной неинвариантности кривых течения растворов в трубах разного диаметра и длины (рис. 5.5). При течении жидкостей отличить проявления тиксотропных свойств от пристенного эффекта довольно трудно.

Тиксотропные эффекты могут быть выявлены только посредством измерений в трубах различной длины, но одинакового диаметра. В этом случае инвариантность кривых течения характерна только для нетиксотропных жидкостей.

5.2.4. Типы капиллярных реометров

Рассмотрим несколько типов капиллярных вискозиметров, предназначенных для буровых и тампонажных цементных растворов.

1. Портативный капиллярный вискозиметр разработан компанией «Эссо продакшн рисерч» [6]; его промышленное внедрение осуществляет фирма «Баронд» [7]. Он состоит (рис. 5.6) из резервуара 1, в котором порцию бурового раствора можно разогреть до температуры 150°C , и двух капиллярных трубок: одной прямой 2 для высоких скоростей сдвига ($10^3 - 10^6 \text{ с}^{-1}$) и еще одной спиральной 3 для малых скоростей сдвига ($10 - 10^3 \text{ с}^{-1}$). Давление в трубки подается из баллона со сжатым азотом 5 через регулятор 4. Поскольку истечение бурового раствора из капиллярных трубок происходит при атмосферном давлении, вискозиметр работает только при температурах ниже температуры кипения исследуемой жидкости. Максимальное давление в резервуаре 1 МПа.

Через трехходовой кран 6 (в положении, показанном на рис. 5.6) раствор поступает в прямую трубку. Наличие начального участка течения позволяет исключить поправку на кинетическую энергию.

При повороте крана на 90° по часовой стрелке и перекрытии прямого капилляра винтовой заглушкой 7 жидкость начинает течь через спиральную трубку; измерение давления производится одним и тем же манометром.

Вискозиметр позволяет получить кривую течения путем измерения расхода жидкости по мере снижения давления в резервуаре. Внутренний диаметр капилляра подбирается в зависимости от вязкости суспензии, содержания и размеров твердых частиц и заданной скорости деформации (обычно $d = 0,5 \div 1,5 \text{ мм}$).

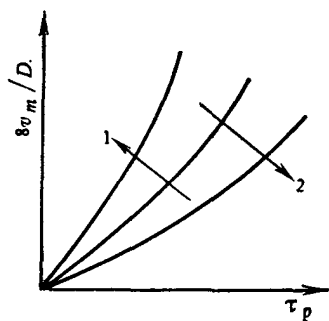


Рис. 5.5. Влияние тиксотропных свойств на характер кривой течения:

1 — увеличивается длина; 2 — увеличивается диаметр

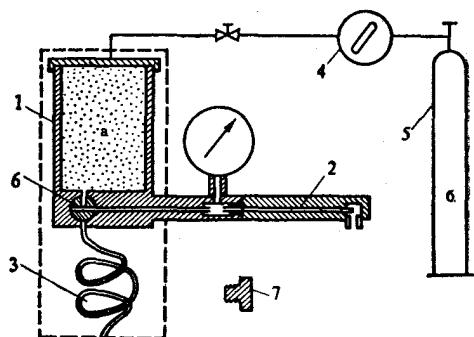


Рис. 5.6. Схема капиллярного вискозиметра компании «Эссо продакшн рисерч» (США) [6]:

а — буровой раствор; б — азот

Прочность геля определяется с помощью спиральной трубки путем измерения давления, необходимого для страгивания раствора, находившегося в состоянии покоя в течение определенного времени.

2. Два промысловых капиллярных вискозиметра ВКП-1 и ВКП-2, разработанные Мовсумовым, Гасан-Заде и др., описаны в работе [8]. Внешне они похожи на шприц для смазки, на котором установлен манометр, а на конце — капиллярная трубка. Давление создается с помощью поршня, а расход определяется по градуированной шкале на штоке поршня. Разница между этими двумя приборами состоит в том, что в первом поршень перемещается за счет ввинчивания резьбового штока, а во втором — шток гладкий.

3. Комбз и Уитмор [9] создали капиллярный вискозиметр, способный работать при высоких температурах и давлениях — до 340 °С и 175 МПа соответственно (рис. 5.7). Он состоит из двух пар капилляров / разного внутреннего диаметра (0,4 и 0,8 мм). Раствор проходит через две трубки, соединенные последовательно. Внутренний диаметр этих трубок одинаков, а длина различная. Использование капилляров двух указанных диаметров позволяет увеличить диапазон скоростей сдвига в 16 раз, а разная длина дает возможность расширить рабочий диапазон напряжений сдвига. Для измерения перепада давления применяется один дифференциальный манометр 2.

Течение раствора в капиллярах обеспечивается насосом с двойной камерой 3; поршень его приводится в движение посредством винтового штока и редуктора от электродвигателя 4. Насос перекачивает холодную воду, которая проходит через теплообменник 5 и охлаждает буровой раствор.

При движении поршня насоса в одну сторону вода подается в емкость-разделитель 6, в результате раствор вытесняется через капилляры в другую емкость-разделитель, откуда вытесненная вода, отдавая тепло потоку, входящему в сушильную камеру 7, поступает к тыльной стороне поршня.

Нужное давление в системе обеспечивается вспомогательным насосом 8. Измерения проводятся, как правило, за один ход поршня с изменением расхода от $0,0017 \cdot 10^{-6}$ до $2,99 \cdot 10^{-6}$ м³/с с помощью специальной коробки скоростей.

Путем измерения перепада давления, необходимого для начала течения в одной из длинных (спиральных) трубок после определенного времени выдержки раствора в состоянии покоя, определяется прочность геля.

Рассмотрим также два вискозиметра, предназначенных для изучения поведения во времени тампонажных цементных растворов.

4. Капиллярный вискозиметр УИЦ-1 [10]. Его авторы — Бухман, Липатов, Мительман и др. (1968 г.). Он состоит из пяти последовательно соединенных трубок диаметром 7—10 мм. На их концах установлены дифференциальные манометры.

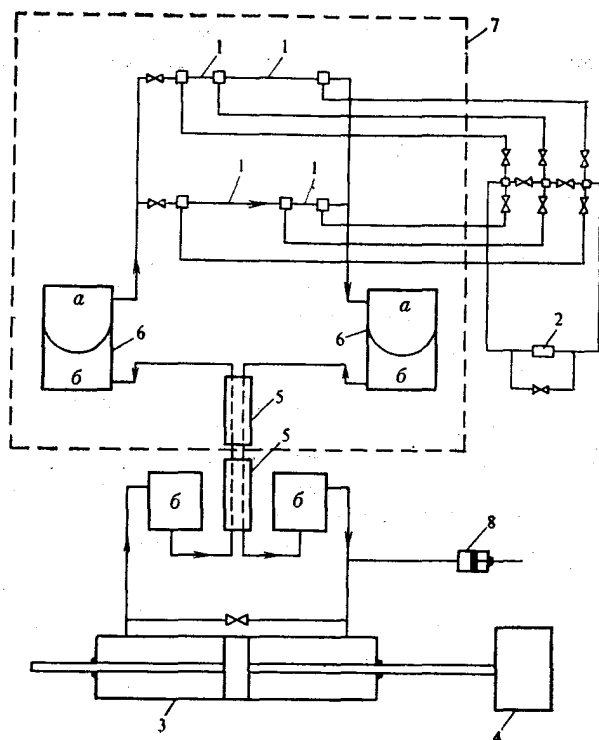


Рис. 5.7. Схема капиллярного вискозиметра для высоких температур и давлений [9]:
а — буровой раствор; б — вода

метры для замера давления. Его особенность — наличие шестиступенчатого телескопического поршня, способного за один ход обеспечить шесть разных расходов — от $1,29 \cdot 10^{-6}$ до $12,68 \cdot 10^{-6}$ м³/с. Поршень приводится в движение небольшим электродвигателем через редуктор и винтовой шток, обеспечивающие равномерное перемещение поршня. Масло, вытесняемое поршнем, отделяется от тампонажного раствора эластичной мембраной.

5. Капиллярный вискозиметр (рис. 5.8), созданный в Краснодарском филиале ВНИИКАНефтегаза совместно с ВНИИ [11, 12], предназначен для исследования реологических свойств тампонажных цементных растворов при давлениях до 100 МПа и температурах до 250 °С. Жидкость перемещается через две трубки (1 и 2) одинакового диаметра но различной длины (L_1 и L_2) двумя поршнями (3 и 4). Соотношение L/d равно соответственно 100 и 150. Правый поршень является телескопическим; диаметры подобраны с таким расчетом, чтобы расход через обе трубки был одинаковым. Поршни 3 и 4 приводятся в движение с помощью поршня 5, который винтовым штоком 6

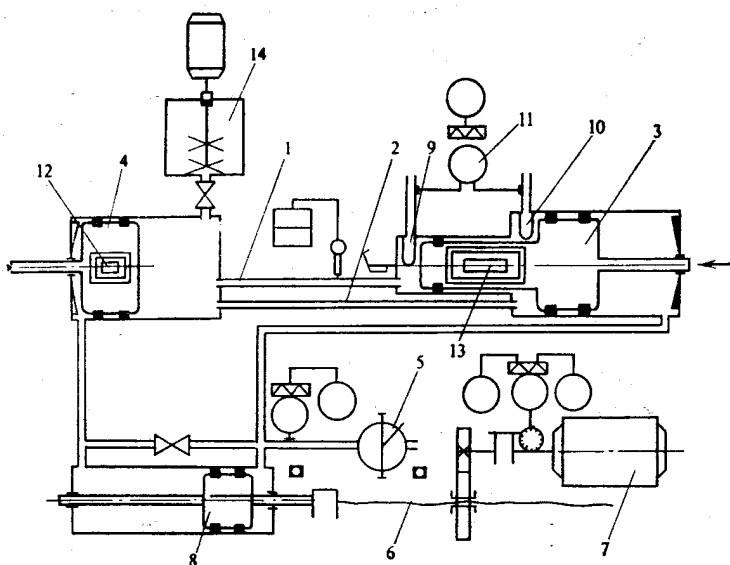


Рис. 5.8. Капиллярный вискозиметр конструкции Краснодарского филиала ВНИИКАНефтегаза и ВНИИ [11]

соединен с электродвигателем 7. Давление в системе создается насосом 8. Расход задается частотой вращения привода 6; перепад давления измеряется с помощью дифференциального манометра 11 через эластичные мембраны 9 и 10. Оба параметра — расход и частота вращения — регистрируются автоматически. Электрические нагреватели 12 и 13 вмонтированы в рабочие цилиндры, причем температура, измеряемая в трубке 1, регулируется автоматически.

Измерения осуществляются при различных расходах в процессе хода рабочих поршней справа налево. Перепад давления пропорционален разнице длин ($L_2 - L_1$). Такая конструкция позволяет исключить концевой эффект, а также необходимость введения поправки на кинетическую энергию. Тампонажный раствор перемешивается в смесителе 14 в течение 15 мин.

5.3. РОТАЦИОННЫЕ РЕОМЕТРЫ С КОАКСИАЛЬНЫМИ ЦИЛИНДРАМИ

Реометры этого типа состоят из двух коаксиальных цилиндров (один неподвижен, другой вращается), между которыми жидкость подвергается сдвигу. Посредством замеров крутящего момента, создаваемого касательными напряжениями в жидкости при различных угловых скоростях вращающегося цилиндра, определяется кривая течения жидкости. Эти реометры известны под названием вискозиметров типа Куэтта.

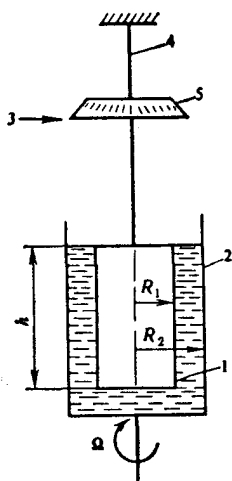


Рис. 5.9. Схема ротационного вискозиметра с коаксиальными цилиндрами:

1 — внутренний цилиндр;
2 — наружный цилиндр;
3 — стрелочный индикатор;
4 — торсион; 5 — шкала

Обычно внутренний цилиндр крепится с помощью пружины или торсиона, а наружный вращается с угловой скоростью Ω (рис. 5.9). Крутящий момент M оценивается по углу закручивания пружины. Однако существуют и другие варианты.

Если радиальный зазор между цилиндрами очень мал, то изменение момента в зависимости от частоты вращения может интерпретироваться как изменение напряжения сдвига на поверхности подвешенного цилиндра в зависимости от скорости деформации.

Достоинства реометров этого типа:

- 1) компактность и очень малый объем жидкости, необходимый для измерений;
- 2) возможность создания в зазоре практически постоянной скорости сдвига, что облегчает определение реологических параметров жидкости и выявление ее тиксотропных свойств, а также построение реограммы;
- 3) легкость контроля за температурой и ее регулирование;
- 4) хорошая воспроизводимость экспериментальных данных.

Главный недостаток — непригодность таких реометров для исследования грубых суспензий, если зазоры малы; затруднения возникают также при осаждении твердой фазы в процессе измерений. Кроме седиментации может иметь место и изменение концентрации в радиальном направлении под действием центробежных сил. Уменьшение угла закручивания подвески цилиндра во времени можно объяснить как разрушением гелевой структуры жидкости, так и изменением концентрации твердой фазы суспензии в осевом или радиальном направлении.

Если проба раствора подготовлена недостаточно хорошо (например, тампонажный раствор плохо перемешан), то в процессе измерения может произойти диспергирование твердой фазы, следствием чего будет непрерывное увеличение угла закручивания при постоянной частоте вращения.

5.3.1. Теория ротационной вискозиметрии

Рассмотрим два вертикальных коаксиальных цилиндра достаточно большой длины (по отношению к радиусам R_1 внутреннего цилиндра и R_2 наружного цилиндра). Предположим, что внутренний цилиндр неподвижен, а наружный вращается с угловой скоростью Ω .

Примем следующие гипотезы:

- 1) жидкость является несжимаемой;
- 2) режим течения жидкости в зазоре ламинарный;
- 3) линии тока представляют собой концентричные окружности в горизонтальных плоскостях, перпендикулярных к оси вращения;
- 4) течение жидкости установившееся;
- 5) жидкость прилипает к стенкам цилиндров;
- 6) характеристики течения жидкости одинаковы в любой горизонтальной плоскости;
- 7) массовыми силами можно пренебречь.

Используем цилиндрические координаты и в качестве оси вращения — ось z . Согласно гипотезам 3 и 6, компоненты скорости $v_r=0$ и $v_z=0$. Уравнение неразрывности (3.29) в таком случае сводится к условию $\partial v_\theta / \partial \theta = 0$. В сочетании с гипотезой 6 получаем зависимость

$$v_\theta = v_\theta(r). \quad (5.21)$$

Таким образом, вектор скорости имеет лишь одну компоненту v_θ , обозначаемую в дальнейшем как v и зависящую только от переменной r .

Уравнения движения (3.76) — (3.78) принимают такой вид:

$$\rho \frac{v^2}{2} = \frac{\partial p}{\partial r}; \quad (5.22)$$

$$0 = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \eta \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v}{r} + \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \left(\frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r} \right) \frac{\partial \eta}{\partial r}; \quad (5.23)$$

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial z}. \quad (5.24)$$

Из соображений осевой симметрии представляется разумным принять гипотезу об отсутствии изменения давления в направлении θ : $\partial p / \partial \theta = 0$. Вместе с уравнением (5.24) получаем зависимость $p = p(r)$. Радиальное распределение давления можно вычислить с помощью уравнения (5.22) после определения распределения скоростей (см. также раздел 6.8).

Уравнение (5.23) можно записать в такой форме:

$$\frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} \left[r^3 \eta \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right) \right] = \frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} (\tau^2 r) = 0. \quad (5.25)$$

Единственная ненулевая компонента тензора скоростей деформации (см. соотношение 3.8)

$$d_{r\theta} = \frac{1}{2} \left[\frac{dv}{dr} - \frac{v}{r} \right] = \frac{1}{2} r \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right), \quad (5.26)$$

а тензора напряжений

$$\tau_{r\theta} = \tau = 2\eta d_{r\theta} = \eta r \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right). \quad (5.27)$$

Интегрированием уравнения (5.25) получим

$$\tau = c_1/r^2. \quad (5.28)$$

Внешний крутящий момент M определяется по формуле

$$M = 2\pi R_1^2 h \tau_1 = 2\pi r^2 h \tau = 2\pi R_2^2 h \tau_2, \quad (5.29)$$

где h — глубина погружения в жидкость внутреннего цилиндра, а τ_1 и τ_2 — касательные напряжения на поверхностях двух цилиндров. Отсюда

$$\tau = \eta r \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right) = \frac{M}{2\pi h r^2} \quad (5.30)$$

и, следовательно, можно определить константу c_1 .

Распределение напряжений, согласно последнему соотношению, не зависит от реологической модели жидкости. Зато распределение скоростей зависит от реологических характеристик вещества, находящегося между двумя цилиндрами, и определяется путем интегрирования уравнения (5.30) при следующих граничных условиях:

$$v = 0 \quad \text{при} \quad r = R_1; \quad (5.31)$$

$$v = \Omega/R^2 \quad \text{при} \quad r = R_2. \quad (5.32)$$

А. Модель Ньютона. Вязкость η постоянна в любой точке. Посредством интегрирования получаем соотношение между угловой скоростью вращения внешнего цилиндра и моментом, передаваемым через жидкость внутреннему цилиндру:

$$\Omega = \frac{M}{4\pi h \eta} \left(\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} \right). \quad (5.33)$$

Это — формула Маргулеса. Если измерить M и Ω , то при известных геометрических размерах цилиндров вязкость μ можно вычислить непосредственно по этой формуле.

Распределение скоростей

$$v = \frac{Mr}{4\pi h \eta} \left(\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{r^2} \right) = \frac{\Omega R_2^2}{r} \frac{r^2 - R_1^2}{R_2^2 - R_1^2}. \quad (5.34)$$

Вместе с распределением напряжений [см. уравнение (5.30)] эпюра скоростей представлена на рис. 5.10.

Скорость сдвига

$$\dot{\gamma} = 2d_{r\theta} = r \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right) = \frac{2\Omega}{r^2} \frac{R_2^2 R_1^2}{R_2^2 - R_1^2}. \quad (5.35)$$

На стенке внутреннего цилиндра

$$\gamma_1 = \frac{2R_2^2\Omega}{R_2^2 - R_1^2} = \frac{2s^2\Omega}{s^2 - 1}, \quad (5.36)$$

где s — отношение R_2/R_1 .

Б. Модель Бингама. В этом случае кажущаяся вязкость

$$\begin{aligned} \eta &= \eta_p + \frac{\tau_0}{2D} = \eta_p + \frac{\tau_0}{2d_{r\theta}} = \\ &= \eta_p + \tau_0 \left[r \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right) \right]. \end{aligned} \quad (5.37)$$

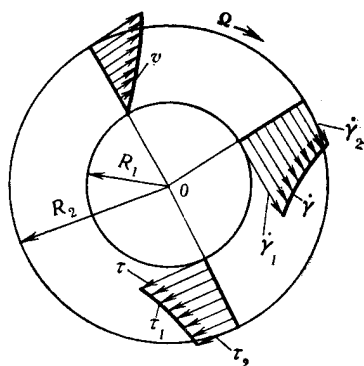


Рис. 5.10. Распределение скоростей и напряжений сдвига при течении ньютоновской жидкости в зазоре ротационного вискозиметра

Подставляя это выражение в уравнение (5.30), получим

$$\begin{aligned} \tau &= \left[\eta_p + \frac{\tau_0}{r \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right)} \right] r \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right) = \eta_p r \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right) + \\ &+ \tau_0 = \frac{M}{2\pi h r^2}, \end{aligned} \quad (5.38)$$

откуда

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right) = \frac{M}{2\pi h r^3 \eta_p} - \frac{\tau_0}{\eta_p r}. \quad (5.39)$$

Рассмотрим три частных случая.

1. $\tau_1 \leq \tau_0$: относительное перемещение между двумя цилиндрами отсутствует, поскольку напряжение сдвига ниже τ_0 по всему зазору. Это условие эквивалентно

$$M \leq 2\pi R_1^2 h \tau_0. \quad (5.40)$$

Из уравнения

$$r \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right) = 0. \quad (5.41)$$

следует, что

$$v/r = c_2. \quad (5.42)$$

Граничные условия прилипания могут соблюдаться только в том случае, когда $c_2 = 0$, следовательно, $v = 0$ по всему зазору и

$$\Omega = 0. \quad (5.43)$$

2. $\tau_2 < \tau_0 < \tau_1$: напряжения сдвига достигают значения τ_0 на цилиндрической поверхности радиусом r_0 (между R_1 и R_2). Часть жидкости, находящейся между внутренним цилиндром и поверхностью радиусом r_0 , будет течь ламинарно, а другая часть — между поверхностью пластичности и наружным цилиндром подвергаться сдвигу не будет.

Интегрируя уравнение (5.39), получим

$$v = \frac{Mr}{4\pi h \eta_p} \left(\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{r^2} \right) - \frac{\tau_0}{\eta_p} r \ln \frac{r}{R_1} \quad \text{при } r \in [R_1, r_0]; \quad (5.44)$$

$$v = r\Omega \quad \text{при } r \in [r_0, R_2]. \quad (5.45)$$

Радиус r_0 определяется из соотношения

$$M = 2\pi r_0^2 h \tau_0, \quad (5.46)$$

откуда

$$r_0 = \sqrt{\frac{M}{2\pi h \tau_0}}. \quad (5.47)$$

С учетом условия неразрывности скорости при $r = r_0$ соотношения (5.44) и (5.45) можно привести к виду

$$\Omega = \frac{M}{4\pi R_1^2 h \eta_p} - \frac{\tau_0}{2\eta_p} \left(\ln \frac{M}{2\pi R_1^2 h \tau_0} + 1 \right) \quad (5.48)$$

или

$$\Omega = \frac{1}{2\eta_p} \left[\tau_1 - \tau_0 \left(\ln \frac{\tau_1}{\tau_0} + 1 \right) \right]. \quad (5.49)$$

С помощью выражений (5.29) и (5.46) условие течения можно записать в таком виде:

$$2\pi R_1^2 \tau_0 h < M < 2\pi R_2^2 \tau_0 h \quad (5.50)$$

или

$$\tau_0 < \tau_1 < s^2 \tau_0. \quad (5.51)$$

3. $\tau_0 < \tau_2$: напряжения сдвига превышают значение τ_0 в любой точке зазора между двумя цилиндрами, поэтому весь объем жидкости будет подвержен сдвигу.

Распределение скоростей

$$v = \frac{M}{4\pi h \eta_p} r \left(\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{r^2} \right) - \frac{\tau_0}{\eta_p} r \ln \frac{r}{R_1} \quad \text{при } r \in [R_1, R_2]. \quad (5.52)$$

С учетом равенств $r = R_2$ и $v = \Omega/R_2$ последнее соотношение приобретает вид

$$\Omega = \frac{M}{4\pi h \eta_p} \left(\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} \right) - \frac{\tau_0}{\eta_p} \ln \frac{R_2}{R_1}. \quad (5.53)$$

Зависимость (5.53), известная как формула Рейнера — Ривлина, используется для определения реологических параметров τ_0 и η_p с помощью ротационных вискозиметров, если имеются по меньшей мере две пары значений M и Ω .

Следует отметить линейный характер зависимости $\Omega = \Omega(M)$, что является особенно удобным в реометрии. Пластическая вязкость определяется по наклону этой прямой, а предельное напряжение сдвига τ_0 — из пересечения ее с осью M .

Формула (5.53) может быть записана и так:

$$\Omega = \frac{1}{2\eta_p} \frac{s^2 - 1}{s^2} \tau_1 - \frac{\tau_0}{\eta_p} \ln s. \quad (5.54)$$

Условие $\tau_0 < \tau_2$ можно представить в виде

$$M > 2\pi R_2^2 \tau_0 \quad (5.55)$$

или

$$\tau_1 > s^2 \tau_0. \quad (5.56)$$

Зависимости (5.33), (5.49) и (5.54) показаны на рис. 5.11. Очевидно, что значение τ_0 не совпадает с точкой пересечения линейного участка зависимости (5.54). Фактическое значение τ_0 этого отрезка будет тем меньше, чем ближе значение s будет к единице. В этом случае τ будет практически постоянной по всему зазору:

$$\tau_{med} = \sqrt{\tau_1 \tau_2} = \frac{M}{2\pi h R_1 R_2}. \quad (5.57)$$

В. Модель Оствальда — де Ваале. В этом случае

$$\tau = K \dot{\gamma}^n = K \left[r \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right) \right]^n = \frac{M}{2\pi h r^2}, \quad (5.58)$$

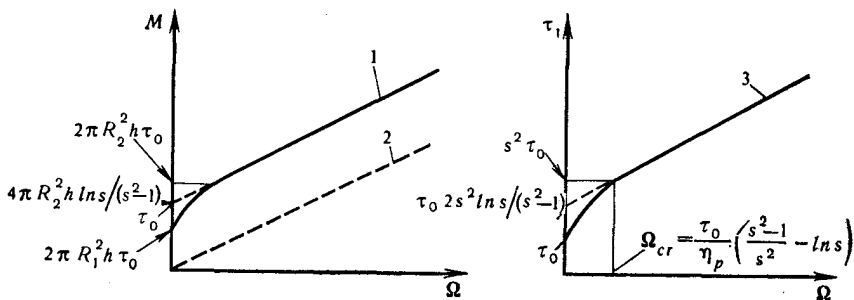


Рис. 5.11. Зависимость напряжения сдвига на поверхности внутреннего цилиндра от угловой скорости вращения наружного цилиндра:

1 — формула Рейнера—Ривлина; 2 — формула Маргулеса; 3 — уравнение (5.54)

откуда

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right) = \left(\frac{M}{2\pi h K} \right)^{\frac{1}{n}} \frac{1}{r(n+2)/n}. \quad (5.59)$$

Интегрируя, получим

$$v = \frac{n}{2} \left(\frac{M}{2\pi h K} \right)^{\frac{1}{n}} \left[\left(\frac{1}{R_1} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{1}{r} \right)^{\frac{2}{n}} \right]. \quad (5.60)$$

С учетом граничного условия (5.32) зависимость для угловой скорости можно записать в виде

$$\Omega = \frac{n}{2} \left(\frac{M}{2\pi h K} \right)^{\frac{1}{n}} \left[\left(\frac{1}{R_1} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{1}{R_2} \right)^{\frac{2}{n}} \right]. \quad (5.61)$$

Это соотношение позволяет определить параметры K и n . В логарифмических координатах $\log M - \log \Omega$ уравнение (5.61) представляет собой прямую, угол наклона которой характеризует n , а точка пересечения с осью M при $\Omega=1$ определяет коэффициент K .

Г. Для построения реограмм $\tau = \tau(\dot{\gamma})$, а точнее $\tau_1 = \tau_1(\dot{\gamma}_1)$ можно использовать предложенное Кригером и Эльродом разложение в ряд интегрального соотношения между τ и $\dot{\gamma}$ для любого значения η .

Если кольцевой зазор между двумя цилиндрами весьма мал, то ряд достаточно быстро сходится и тогда можно сохранить только первые его члены:

$$\dot{\gamma}_1 = \frac{2s^2\Omega}{s^2-1} \left\{ 1 + k_1 \left(\frac{1}{n''} - 1 \right) + k_2 \left[\left(\frac{1}{n''} - 1 \right)^2 + \frac{d \left(\frac{1}{n''} - 1 \right)}{d(\lg M)} \right] \right\}, \quad (5.62)$$

где

$$k_1 = \frac{s^2-1}{2s^2} \left(1 + \frac{2}{3} \ln s \right); \quad k_2 = \frac{s^2-1}{6s^2} \ln s; \\ n'' = \frac{d \lg M}{d \lg \Omega}. \quad (5.63)$$

Для ньютоновских жидкостей $n''=1$ и выражение (5.62) совпадает с уравнением (5.36); для большинства неньютоновских сред $n''=\text{const}$ и последний член в квадратных скобках уравнения (5.62) равен нулю.

Как и для капиллярных вискозиметров, необходимо проверить является ли движение жидкости в зазоре ламинарным. В реометрах с вращающимся наружным цилиндром центробежные силы в значительной мере способствуют устойчивости течения и переход к турбулентности происходит только при очень

высоких значениях критерия Re. Так, по Шлихтингу [13], критическое значение числа Рейнольдса

$$Re = \frac{\Omega R_2^2 \rho}{\eta_{ef}} \quad (5.64)$$

достигает минимума, равного 5000 при $s \approx 1,05$. При других значениях s Re_{cr} имеет большие значения.

В реометрах с вращающимся внутренним цилиндром неустойчивость течения проявляется значительно быстрее, а именно при

$$Re_{cr} = 43,1 \left(\frac{s-1}{s} \right)^{\frac{3}{2}}. \quad (5.65)$$

5.3.2. Поправки

Изложенные в предыдущем разделе теоретические выкладки приемлемы при бесконечной длине обоих цилиндров и в отсутствие пристенного скольжения.

А. Концевой эффект. Поскольку внутренний цилиндр имеет конечную длину, вблизи его торцов распределение напряжений и скоростей отличается от распределения в целом по кольцевому зазору. В результате измеренный крутящий момент будет отличаться от теоретического.

Концевые явления могут быть учтены эквивалентным увеличением эффективной глубины погружения цилиндра от h до $(h + \Delta h)$. Поправка Δh является функцией R_1 , R_2 и h ; она зависит также от расстояния между торцом внутреннего цилиндра и дном наружного, а также от реологических характеристик жидкости. Кроме применения известных теоретических поправок, концевой эффект можно практически устранить путем проведения двух измерений с погружением внутреннего цилиндра на различную глубину (если это позволяет конструктивное решение прибора) при одной и той же частоте вращения. Допуская независимость Δh от h , с учетом линейности соотношения $M = M(h)$ получим

$$\Delta h = \frac{M_1 h_2 - M_2 h_1}{M_2 - M_1}. \quad (5.66)$$

Эффективная высота погружения цилиндра определяется также калибровкой вискозиметра ньютоновской жидкостью, вязкость которой известна:

$$h_{ef} = h + \Delta h = \frac{M}{2\pi R_1^2 \dot{\gamma} \eta}. \quad (5.67)$$

Б. Пристенный эффект. Если у стенок цилиндров происходит ориентирование частиц, находящихся в растворе во взвешенном состоянии, то измеренный крутящий момент будет

меньше теоретического. Этот эффект проявляется сильнее по мере уменьшения размеров кольцевого зазора.

В граничных условиях (5.31) и (5.32) должны быть учтены скорости пристенного скольжения v_1 и v_2 как функции τ_1 и τ_2 соответственно.

На практике роль пристенного эффекта можно оценить путем использования комбинации цилиндров с различными кольцевыми зазорами (по меньшей мере три комбинации). Один из способов определения поправки на пристенный эффект предложил Муни [1].

Поскольку большинство буровых и тампонажных цементных растворов являются тиксотропными системами, для осуществления каждого замера раствор следует выдерживать при заданной скорости сдвига в течение некоторого времени, достаточного для достижения равновесного состояния.

5.3.3. Типы ротационных реометров

1. Вискозиметр Фанн $V-G$ является самым распространенным в бурении. Он состоит из наружного цилиндра, приводимого во вращение с различной частотой электродвигателем, и внутреннего цилиндра, подвешенного на спиральной пружине. В жидкости, находящейся в зазоре между двумя цилиндрами, возникают напряжения сдвига, вызывающие вращение подвешенного цилиндра.

Крутящий момент определяется по углу закручивания подвески внутреннего цилиндра, который регистрируется по градуированному диску, жестко соединенному с осью внутреннего цилиндра, или же с помощью потенциометра.

Существует большое число конструкций вискозиметров, выпускаемых под различными названиями фирмами «Фанн», «Бароид», «Магкобар» и «Милчем» [7, 14]:

Фанн НС 34 А, двухскоростной (300 и 600 об/мин) с ручным приводом;

Бароид 280, двухскоростной (300 и 600 об/мин) с ручным приводом;

Фанн 34 А, двухскоростной (300 и 600 об/мин) с электроприводом напряжением 12 В;

Фанн 34 В, четырехскоростной (100, 200, 300 и 600 об/мин) с электроприводом напряжением 12 В;

Фанн 35 А и *35 SA*, шестискоростной (3, 6, 100, 200, 300 и 600 об/мин) с электроприводом напряжением 115 В;

Фанн 35 А/SR12 и *35 SA/SR 12*, двенадцатискоростной (0,9; 1,8; 3; 6; 30; 60; 90; 100; 180; 200; 300 и 600 об/мин).

Фанн 37 и *38*, с плавным изменением частот вращения от 0 до 1000 об/мин и возможностью автоматической записи момента и частоты вращения.

Фанн 39В, с плавным изменением частот вращения от 0 до 600 об/мин, автоматической записью момента и частоты вращения, в том числе изменения момента во времени.

Бароид 286, с плавным изменением частот вращения от 0 до 625 об/мин, с градуированным диском и электроприводами напряжением 12, 115 и 220 В.

Фанн 50 С, с фиксированным и плавным регулированием частот вращения (0—620 об/мин), с непрерывной записью момента и частоты вращения и зависимости момента от времени; максимальная температура 260 °С, максимальное давление 7 МПа.

Вискозиметры Фанн 34А, 34В, НС 34А, 35А и 35 SA, Бароид 280 и 286 способны измерять кажущуюся вязкость (при частоте вращения 300 об/мин) в пределах от 1 до 300 мПа·с, а остальные вискозиметры — от 1 до 1000 мПа·с.

На рис. 5.12 представлена схема шестискоростного вискозиметра Фанн 35, предназначенного для работы в атмосферных условиях. Переключением полюсов синхронного электродвигателя устанавливается одна из двух ступеней изменения частот вращения, которые можно утроить при помощи коробки передач. Оба цилиндра погружаются до определенной отметки в стакан, в который заливается 350 см³ испытуемого раствора. Угол закручивания подвески подвижного цилиндра определяется по диску, отградуированному от 0 до 300°.

Размеры цилиндров в вискозиметрах основных типов приведены в табл. 5.2 (за исключением моделей Фанн 39 и 50).

Вращающий момент определяется по формуле

$$M = k_a \varphi, \quad (5.68)$$

где k_a — константа пружины; φ — угол поворота, градус (по шкале).

Константы применяемых пружин приводятся в табл. 5.3. Стандартные вискозиметры, о которых ниже пойдет речь, обо-

Т а б л и ц а 5.2

Внутренний цилиндр			Наружный цилиндр	
Обозначение	Радиус, см	Длина, см	Обозначение	Радиус, см
B_1	1,72450	3,80	R_1	1,8415
B_2	1,22760	3,80	R_2	1,7589
B_3	0,86225	3,80	R_3	2,5767
B_4	0,86225	1,89	—	—

Т а б л и ц а 5.3

Индекс пружины	Константа $k_a \cdot 10^7$	Индекс пружины	Константа $k_a \cdot 10^7$
	Н·м/градус		Н·м/градус
$F_{0,2}$	77,2	F_3	1158
$F_{0,5}$	193	F_4	1544
F_1	386	F_5	1930
F_2	772	F_{10}	3860

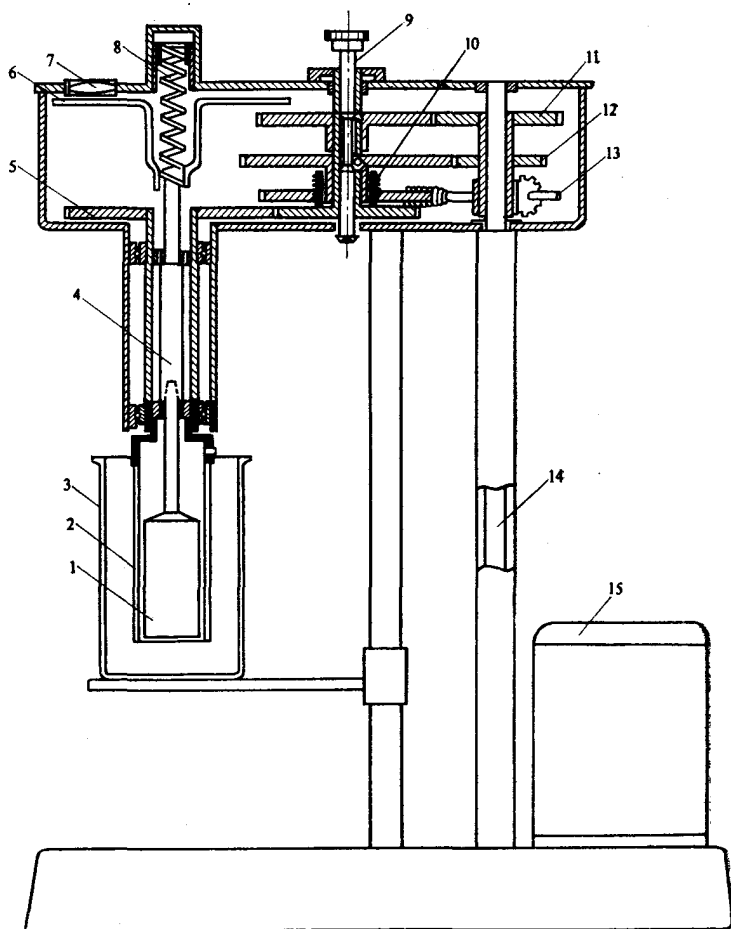


Рис. 5.12. Вискозиметр Фанн (модель 35):

1 — измерительный цилиндр; 2 — наружный вращающийся цилиндр; 3 — стакан с испытуемой жидкостью; 4 — вал подвески измерительного цилиндра; 5 — привод наружного цилиндра; 6 — градуированный диск; 7 — реперный визир (для чтения показаний); 8 — динамометрическая пружина; 9 — переключатель скоростей; 10 — пружинное сцепление; 11 — шестерня привода для частот вращения 300 и 600 об/мин; 12 — шестерня привода для частот вращения 100 и 200 об/мин; 13 — червячное зацепление для частот вращения 3 и 6 об/мин; 14 — промежуточный вал; 15 — двухскоростной (750 и 1500 об/мин) синхронный электродвигатель

рудованы цилиндрами $B_1 - R_1$ и пружиной F_1 ; для них $s = 1,0678$ и $k_a = 3,86 \cdot 10^{-5}$ Н·м/градус. Ими можно измерять скорости сдвига от 5,1 до 1022 с^{-1} (для ньютоновских жидкостей), напряжения сдвига от 0,5 до 153 Па и вязкость от 1 до 300 мПа·с.

Используя данные из табл. 5.2 и 5.3 (фактическая длина увеличена примерно на 7 % для компенсации концевых эффектов) и применяя формулу Маргулеса (5.33), получаем

$$\eta = \frac{k_a (s^2 - 1)}{4\pi h_{ef} R_2^2 \Omega} \varphi;$$

$$\eta = \frac{3,86 \cdot 10^{-5} (1,0678^2 - 1) \cdot 30}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 4,03 \cdot 10^{-2} \cdot 1,8415^2 \cdot 10^{-4}} \frac{\varphi}{n_c} = 0,3 \frac{\varphi}{n_c}, \quad (5.69)$$

где угол φ выражен в градусах (на шкале диска), а частота вращения цилиндра n_c — в об/мин. Если η выражать в мПа·с, то это соотношение примет вид

$$\eta = \frac{300}{n_c} \varphi. \quad (5.70)$$

Так, при $n_c = 300$ об/мин угол φ непосредственно определяет динамическую вязкость в миллипаскаль-секундах. Это же соотношение можно использовать для определения кажущейся вязкости при определенной частоте вращения.

Для бингамовских жидкостей формулу Рейнера — Ривлина (5.53) можно записать в такой форме:

$$n_c = \frac{0,3\varphi}{\eta_p} - \frac{\tau_0}{\eta_p} \frac{30}{\pi} \ln 1,0678, \quad (5.71)$$

откуда

$$\varphi = \frac{\eta_p}{0,3} n_c + 2,088\tau_0. \quad (5.72)$$

В координатах φ — n_c уравнение (5.72) представляет собой прямую (рис. 5.13).

Если, например, $n_1 = 300$ об/мин, и $n_2 = 600$ об/мин, то непосредственно получим

$$\eta_p = \varphi_{600} - \varphi_{300}; \quad (5.73)$$

$$\tau_0 = 0,4789 (2\varphi_{300} - \varphi_{600}), \quad (5.74)$$

где φ_{300} и φ_{600} — углы закручивания в градусах при частотах вращения 300 и 600 об/мин.

Для жидкостей, подчиняющихся модели Оствальда — Де Ваале, следовало бы использовать уравнение (5.61), однако его

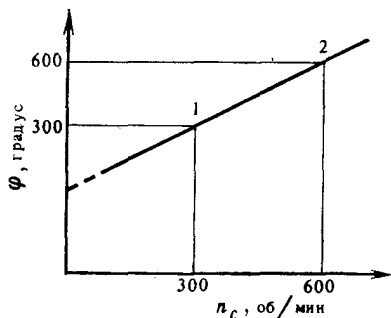


Рис. 5.13. Зависимость угла поворота подвешенного внутреннего цилиндра от частоты вращения наружного цилиндра для бингамовских жидкостей

очень трудно решить относительно параметров K и n . Поэтому предпочтительней использовать реологическое уравнение в терминах напряжений и скоростей деформации, измеряемых на поверхности внутреннего цилиндра.

Напряжение сдвига

$$\tau_1 = \frac{M}{2\pi R_1^2 h_{ef}} = \frac{k_a \Phi}{2\pi R_1^2 h_{ef}};$$

$$\tau_1 = \frac{3,86 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,7245^2 \cdot 10^{-4} \cdot 4,03 \cdot 10^{-2}} \Phi = 0,511 \Phi. \quad (5.75)$$

Скорость деформации определяется соотношением (5.36), строго говоря, справедливым только для ньютоновских жидкостей:

$$\dot{\gamma}_1 = \frac{2\pi n_c s^2}{30(s^2 - 1)} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1,0678^2}{30(1,0678^2 - 1)} n_c = 1,704 n_c. \quad (5.76)$$

В табл. 5.4 приводятся расчетные скорости сдвига, соответствующие частотам вращения цилиндра в вискозиметре Фанн 35.

Для повышения точности расчетов в табл. 5.5 приведены вычисленные значения члена в фигурных скобках уравнения (5.62), для жидкостей Оствальда — де Ваале коэффициент 1,704 следует умножать на эти значения.

Т а б л и ц а 5.4

Частота вращения цилиндра n_c , об/мин	Скорость сдвига $\dot{\gamma}_1$, c^{-1}	Частота вращения цилиндра n_c , об/мин	Скорость сдвига $\dot{\gamma}_1$, c^{-1}
600	1022,0	100	170,4
300	511,2	6	10,22
200	340,8	3	5,11

Т а б л и ц а 5.5

n	c	n	c
0,5	2,219	0,90	1,007
0,10	1,578	1,00	1,000
0,20	1,257	1,10	0,994
0,30	1,150	1,20	0,989
0,40	1,096	1,30	0,985
0,50	1,064	1,40	0,982
0,60	1,043	1,50	0,979
0,70	1,028	2,00	0,968
0,80	1,016	3,00	0,957

С помощью соотношений (5.75) и (5.76) можно легко определить реологические параметры K и n . Например, при частотах вращения 300 и 600 об/мин:

$$n = \frac{\lg(\tau_{600}/\tau_{300})}{\lg(\dot{\gamma}_{600}/\dot{\gamma}_{300})} = \frac{\lg(\Phi_{600}/\Phi_{300})}{\lg(600/300)} = 3,32 \lg \frac{\Phi_{600}}{\Phi_{300}}; \quad (5.77)$$

$$K = \frac{\tau_{300}}{\dot{\gamma}_{300}^n} = \frac{0,511}{511^n} \Phi_{300}, \quad (5.78)$$

где K выражается в Па·с ^{n} .

Если предварительно определить значение n , значение $\dot{\gamma}_1$ можно скорректировать с помощью данных из табл. 5.5, после чего определяются уточненные значения n и K .

Пример 5.2. С помощью стандартного вискозиметра модели Фанн 35 VG были замерены шесть значений η_s и Φ (табл. 5.6). Плотность исследуемого тампонажного раствора $\rho = 1800$ кг/м³.

Поставлена задача:

а) определить реологические параметры тампонажного раствора при условии, что его реологическое поведение подчиняется сначала модели Бингама — Шведова, а затем модели Оствальда — де Ваале;

б) построить реограмму раствора в декартовых и логарифмических координатах;

в) рассчитать кажущуюся вязкость при используемых скоростях сдвига;

г) определить потери давления в кольцевом пространстве между колонной обсадных труб длиной $L = 3000$ м, наружным диаметром $D_1 = 220$ мм и внутренним диаметром $D_0 = 200$ мм и стволом скважины диаметром $D_2 = 300$ мм. Расход $Q = 25 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Решение

А. Используя соотношения (5.73) и (5.74), определяем:

— пластическую вязкость $\eta_p = (127 - 94) = 33$ мПа·с;

— предельное напряжение сдвига

$$\tau_0 = 0,4789 (2 \cdot 94 - 127) = 29,2 \text{ Па.}$$

Если предположить, что раствор относится к жидкости Оствальда — де Ваале, то, используя уравнения (5.77) и (5.78), определим

— степень неньютоновского поведения

$$n = 3,32 \lg \frac{127}{94} = 0,434$$

Таблица 5.6

Экспериментальные данные		Расчетные данные				
Частота вращения цилиндра n , об/мин	Показание на шкале диска Φ , градус	Напряжение сдвига τ , Па	Без поправок		С поправками	
			Скорость сдвига $\dot{\gamma}$, с ⁻¹	Кажущаяся вязкость η_a , мПа·с	Скорость сдвига $\dot{\gamma}$, с ⁻¹	Кажущаяся вязкость η_a , мПа·с
600	127	64,90	1022,00	63,5	1095,9	79,2
300	94	48,03	511,0	94,0	548,0	87,6
200	78	39,89	340,8	117,0	364,6	109,4
100	54	27,59	170,4	162,0	182,3	151,3
6	8	4,09	10,22	400,00	10,5	389,5
3	5	2,56	5,11	500,0	5,3	486,7

— показатель консистенции

$$K = \frac{0,511}{511^{0,434}} \cdot 94 = 3,207 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Б. С помощью соотношений (5.75) и (5.76) рассчитываются напряжения и скорости сдвига на стенке внутреннего цилиндра. С их помощью были построены реограммы на рис. 5.14 и 5.15.

На графиках в логарифмических координатах экспериментальные точки располагаются практически на двух прямых с параметрами $n=0,678$; $K=0,846 \text{ Па} \cdot \text{с}$ и $n=0,485$; $K=2,345 \text{ Па} \cdot \text{с}$. Это означает, что раствор можно отнести к жидкости Оствальда — де Ваала с разными * параметрами в двух диапазонах скоростей сдвига: до 120 с^{-1} и более 120 с^{-1} .

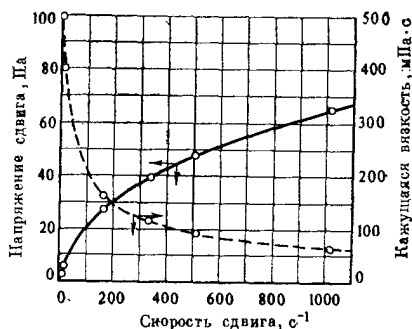
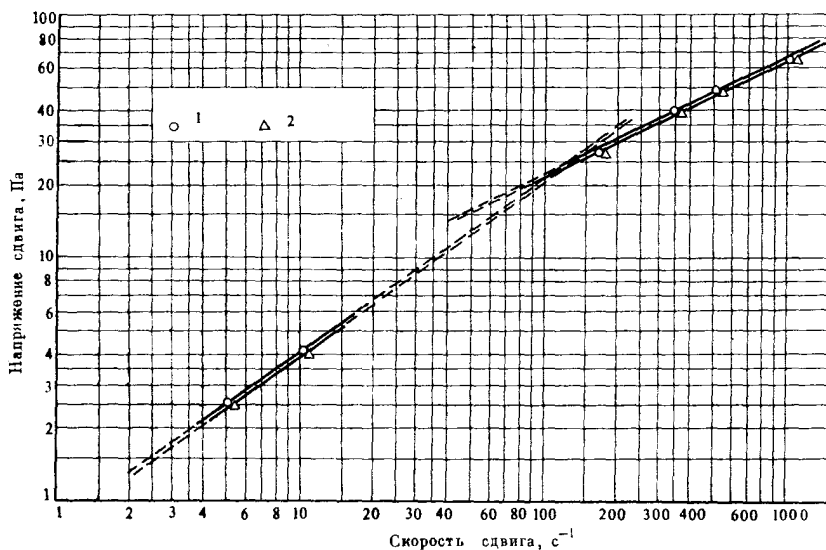


Рис. 5.14. Реограмма жидкости из примера 5.2 в декартовых координатах

Рис. 5.15. Реограмма жидкости из примера 5.2 в логарифмических координатах:

1 — без поправок; 2 — с поправками



* Согласно одному из упрощенных методов анализа реологических свойств буровых растворов, рекомендуется использовать показания для частот вращения $n_c=3$ и 6 об/мин при течении в кольцевом пространстве, а для частот 300 и 600 об/мин при течении в колонне буровых труб [14].

В. Значения кажущейся вязкости определяются с помощью соотношения (5.70). Например, при частоте вращения 300 об/мин

$$\eta = \frac{48,03}{511,0} = 0,094 \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

Из графиков (см. рис. 5.14) видно, что кажущаяся вязкость снижается с увеличением скорости сдвига — раствор проявляет псевдопластичные свойства.

Г. Средняя скорость в кольцевом пространстве

$$v_m = \frac{4Q}{\pi (D_2^2 - D_1^2)};$$

$$v_m = \frac{4 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{3,14 (0,30^2 - 0,22^2)} = 0,765 \text{ м/с}.$$

Допустим, $n=0,485$, $K=2,345 \text{ Па}\cdot\text{с}$, тогда скорость сдвига на стенке в кольцевом пространстве

$$\left(\frac{dv}{dr} \right)_p = \frac{2n+1}{3n} \frac{12v_m}{D_2 - D_1};$$

$$\left(\frac{dv}{dr} \right)_p = \frac{2 \cdot 0,485 + 1}{3 \cdot 0,485} \frac{12 \cdot 0,765}{0,30 - 0,22} = 155,4 \text{ с}^{-1}.$$

Из графика (см. рис. 5.15) следует, что $\tau_p \approx 27 \text{ Па}$. Если предположить, что раствор подчиняется модели Оствальда — де Ваала, то

$$\tau_p = 2,345 \cdot 155,4^{0,485} = 27,1 \text{ Па}.$$

Потери давления

$$\Delta p = \frac{4L\tau_p}{D_2 - D_1};$$

$$\Delta p = \frac{4 \cdot 3000 \cdot 27}{0,30 - 0,22} = 4,05 \text{ МПа}.$$

Предположим, что раствор подчиняется модели Бингама. Вычислим выражение (4.121)

$$\bar{P}\bar{Q} = \frac{4\eta_p Q}{\pi R_2^3 \tau_0};$$

$$\bar{P}\bar{Q} = \frac{4 \cdot 33 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,15^3 \cdot 29,2} = 0,01066.$$

Из графика (см. рис. 4.9) при $R_1/R_2 = 0,22/0,30 = 0,733$ определим, что $\bar{P} = 5,2$. Потери давления

$$\Delta p = \frac{2\tau_0 \bar{P} L}{R^2};$$

$$\Delta p = \frac{2 \cdot 29,2 \cdot 5,2 \cdot 3000}{0,15^2} = 6,07 \text{ МПа}.$$

Предполагая кольцевое пространство достаточно узким, вычислим — критерий Рейнольдса

$$Re = v_m (D_2 - D_1) \rho / \eta \rho;$$

$$Re = \frac{0,765 (0,30 - 0,22) 1800}{33 \cdot 10^{-3}} = 3338;$$

— критерий Бингама

$$Bi = \frac{\tau_0 (D_2 - D_1)}{v_m \eta \rho};$$

$$Bi = \frac{29,2 (0,30 - 0,22)}{0,765 \cdot 33 \cdot 10^{-3}} = 92,5.$$

На кривой (см. рис. 4.12) найдем, что $\lambda = 0,30$. Используя формулу Дарси — Вейсбаха, получим

$$\Delta p = 0,30 \frac{0,765^2}{2} \frac{3000}{0,30 - 0,22} 1800 = 5,93 \text{ МПа.}$$

Допустим, что раствор, подчиняющийся модели Оствальда — де Ваале, имеет реологические параметры, определяемые путем замеров при частотах вращения 600 и 300 об/мин. Из соотношения (4.610) следует, что

$$\Delta p = 4 \cdot 12^{0,434} \left(\frac{2 \cdot 0,434 + 1}{3 \cdot 0,434} \right)^{0,434} \frac{3,207 \cdot 0,765^{0,434} 3000}{(0,30 - 0,22)^{1+0,434}} = 4,41 \text{ МПа.}$$

Для более точного расчета следует проделать следующее. Построить зависимость $\Phi = \Phi(n_c)$ в логарифмических координатах (рис. 5.16). Путем аппроксимации двумя прямолинейными отрезками найдем: $n'' = 0,68$ для первого диапазона частот вращения и $n'' = 0,47$ для второго диапазона. С помощью соотношения (5.62) вычислим поправочные коэффициенты: $c_1 = 1,030$,

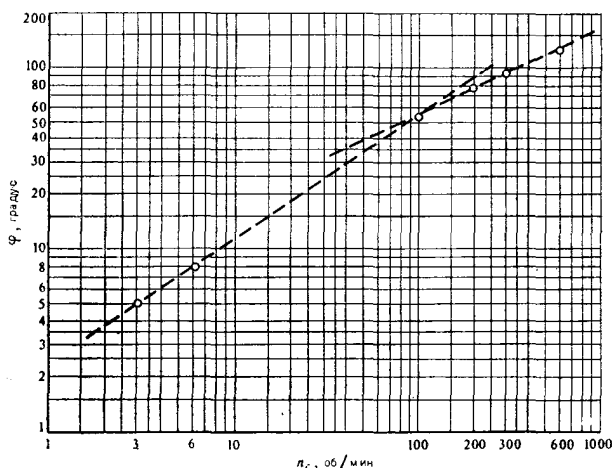


Рис. 5.16. Диаграмма деформации жидкости из примера 5.2, полученная при помощи вискозиметра Фанн (в логарифмических координатах)

$c_2=1,072$, а откорректированные значения скоростей сдвига приведены в табл. 5.6.

Исправленная реограмма существенно отличается от приведенной на рис. 5.15:

$$n = 0,678, \quad K = 0,83 \text{ Па} \cdot \text{с}^n \quad \text{при} \quad \left(\frac{dv}{dr} \right) < 120 \text{ с}^{-1};$$

$$n = 0,480, \quad K = 2,32 \text{ Па} \cdot \text{с}^n \quad \text{при} \quad \left(\frac{dv}{dr} \right) > 120 \text{ с}^{-1}.$$

Если теперь пересчитать потери давления в кольцевом пространстве, получим $(dv/dr)_p = 156 \text{ с}^{-1}$; $\tau_p \approx 26 \text{ Па}$ и $\Delta p = 3,9 \text{ МПа}$. Погрешность при сопоставлении со значением $\Delta p = 4,05 \text{ МПа}$ равна около 4 %, что вполне допустимо.

2. Вискозиметр «Реотест RV2» [15] изготавливается в ГДР и представляет собой ротационный реометр, который можно оборудовать двумя сменными измерительными системами — коаксиальными цилиндрами или конусом с пластинкой.

При использовании коаксиальных цилиндров вискозиметр имеет следующий диапазон измерений: кажущаяся вязкость $1 \text{ мПа} \cdot \text{с} — 1,8 \cdot 10^4 \text{ Па} \cdot \text{с}$; напряжение сдвига $1,6 — 3000 \text{ Па}$; скорость сдвига $0,2 — 1300 \text{ с}^{-1}$.

Измерительная система (рис. 5.17) состоит из наружного неподвижного цилиндра 2, в который помещается испытуемая жидкость, и внутреннего цилиндра 3. Внутренний цилиндр приводится во вращение с постоянной частотой посредством валика 5. Последний соединен с приводом 8 при помощи цилиндрической спиральной пружины 7. Благодаря сопротивлению, которое испытывает подвижный цилиндр при вращении в исследуемой среде, возникает определенная деформация пружины. Угол закручивания воспринимается потенциометром 6, включенным в мостовую схему и преобразующим момент на валу внутреннего цилиндра в электрический сигнал, который поступает в измерительный блок, расположенный отдельно или встроенный в корпус вискозиметра.

Внутренний цилиндр приводится во вращение синхронным электрическим микродвигателем через 12-скоростную коробку передач. Посредством изменения частоты вращения двигателя (750 и 1500 об/мин) достигаются 24 частоты вращения цилиндра: от 0,3 до 243 об/мин. Переключение частот осуществляется ручкой 12 и переключателем 13.

Широкий диапазон частот вращения внутреннего цилиндра позволяет получать достаточно точные кривые течения растворов и кривые гистерезиса для тиксотропных жидкостей, а также определять предельные напряжения сдвига.

Путем термостатирования с помощью этого вискозиметра можно измерять вязкость при температурах от -60 до $+150$ °С, а с защитной камерой — до 300 °С.

Вискозиметр комплектуется пятью парами цилиндров разных размеров для различных диапазонов измерения вязкости.

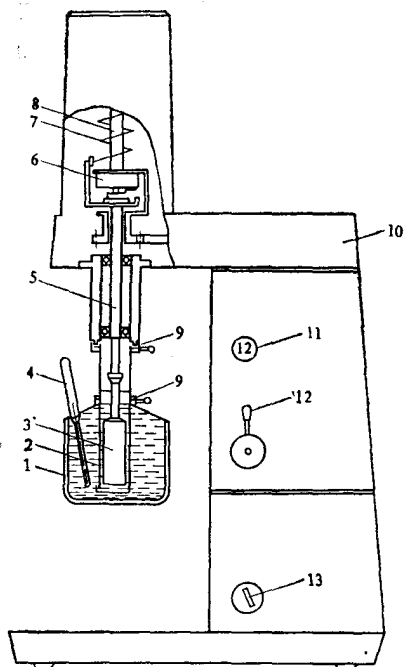


Рис. 5.17. Вискозиметр «Реотест RV-2»:

1 — термостатируемый сосуд; 2 — наружный цилиндр; 3 — внутренний цилиндр; 4 — термометр; 5 — измерительный вал; 6 — потенциометр; 7 — спиральная пружина; 8 — ведущий вал привода; 9 — хомуты крепления; 10 — мост трансмиссии; 11 — шкала регистрации частоты вращения; 12 — переключатель частот вращения; 13 — переключатель диапазонов

3. Ротационный вискозиметр ВСН-3 [12, 16] предназначен для измерения реологических характеристик растворов при температуре окружающей среды, в том числе в промышленных условиях. Оборудован двумя микродвигателями: один — для вращения наружного цилиндра с частотой 0,2 об/мин при измерениях прочности геля, а другой — для частот вращения 200, 300, 400 и 600 об/мин. Диапазоны измерений: $\tau = 0 \div 90$ Па и $\eta_p = 1 \div 400$ мПа·с.

Кроме рассмотренных реометров серийного производства известны различные конструкции исследовательских реометров, предназначенных для работы в условиях высоких температур и давлений.

4. Вискозиметр Хиллера [17] может быть использован для измерения реологических характеристик буровых растворов в условиях, приближенных к забойным условиям в глубоких скважинах: температура до 180 °С и давление до 70 МПа. Диапазон измерений: частота вращения до 1000 об/мин, вязкость исследуемого материала 20—1000 мПа·с.

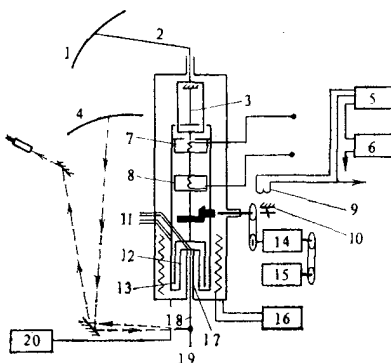
Прибор (рис. 5.18) состоит из подвижного цилиндра 13, который вращается в цилиндре 12, соединенном с торсионом 3. Жидкость подвергается сдвигу в двойном кольцевом зазоре, а вращающий момент компенсируется торсионной трубкой 17. Угол отклонения передается через тонкий провод 18 на освещенное зеркало 19, связанное с торсионной системой, и регистрируется на световой шкале 4.

Для измерения прочности геля подвижный цилиндр соединяется с помощью электромагнитной муфты (8) с рычагом (2). Вся измерительная система медленно вращается вручную с помощью рычага, одновременно прослеживается угол закручивания торсиона цилиндра 12.

Соединительная муфта 7 обеспечивает сцепление цилиндров. После их одновременного вращения вручную муфта 7 разъединяется, и тиксотропные свойства материала можно охарактери-

Рис. 5.18. Вискозиметр Хиллера [17]:

1 — шкала прямого отсчета; 2 — рычаг предварительной нагрузки и слежения; 3 — подвеска торсионной системы; 4 — световая шкала; 5 — вибратор; 6 — генератор низкочастотных сигналов; 7 — муфта создания нагрузки на испытуемый материал; 8 — муфта разгрузки; 9 — датчик частоты вращения; 10 — муфта сцепления (пусковая); 11 — термopapa; 12 — цилиндр с пробой исследуемой жидкости; 13 — вращающийся цилиндр; 14 — узел переключения частот вращения; 15 — двигатель; 16 — регулятор температуры; 17 — торсион; 18 — проволока; 19 — зеркало (отражатель); 20 — масляный насос



зовать по изменению во времени угла возврата цилиндра 12 в исходное положение.

5. Вискозиметр ВНС. Автор описания — Мак-Морди [18]. Аппарат поставляется фирмой «Ойл бейс» [14]. Предназначен для работы при температурах до 343 °С и давлениях до 140 МПа. Наружный цилиндр имеет девять частот вращения, угол поворота внутреннего цилиндра измеряется с помощью торсионной пружины и потенциометра. Диапазон измерений: $\tau = 0,7 \div 84$ Па, $\gamma = 11, 21, 32, 64, 96, 161, 286, 573$ и 860 с^{-1} .

Другие ротационные вискозиметры описаны в работах [12, 15].

— Пластомер VSN-2: $T_{\max} = 200$ °С; $p_{\max} = 29$ МПа; $\tau = 0 \div 110$ Па.

— Вискозиметр RPT-1: $n_c = 0,01 \div 1000$ об/мин, $\tau = 40 \div 200$ Па.

— Вискозиметр RVR: $T_{\max} = 250$ °С; $p_{\max} = 15$ МПа; семь частот вращения: 0,2; 200; 300; 400; 500; 600; 700 об/мин.

В работе [18] описана конструкция ротационного безредукторного вискозиметра с диапазоном измерений: $\eta_p = 0 \div 10$ мПа·с и $\tau_0 = 0 \div 20$ Па.

5.4. ИЗМЕРЕНИЕ ТИКСОТРОПНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

В принципе тиксотропные характеристики жидкостей, так же как и реопектные, могут быть выявлены и измерены с помощью тех же реометров, что описывались выше. Тем не менее в капиллярных приборах тиксотропные эффекты трудно идентифицировать и отделить от пристенных эффектов. Тиксотропное поведение можно легко принять за псевдопластичное — кривая течения жидкости слегка вогнута в сторону оси скорости сдвига (впрочем, оба эти явления имеют сходные структурно-механические причины). Необходимы измерения в трубках различного диаметра и длины, причем обработка опытных данных весьма затруднительна.

Наиболее целесообразно использовать ротационные реометры, особенно те, которые позволяют непосредственно строить

реогаммы исследуемых сред. К ним относятся вискозиметры Фанн, моделей 37, 38, 39 и 50, способные в автоматическом режиме строить кривые течения при различных темпах изменения скорости сдвига. Размер петли гистерезиса и ее отклонение от равновесной кривой (см. главу 2) определяют тиксотропию жидкости. Площадь петли гистерезиса при одном и том же темпе изменения и максимальном значении скорости сдвига может служить мерой ступени тиксотропии исследуемой жидкости. Для количественной оценки вводились различные коэффициенты разрушения тиксотропной структуры, однако широкого практического применения они не получили.

Для буровых и тампонажных цементных растворов обычно определяют лишь скорость и степень гелеобразования в состоянии покоя. Они характеризуются значением напряжения сдвига, необходимого для разрушения структуры раствора после выдержки его в состоянии покоя в течение определенных промежутков времени.

Так, при использовании вискозиметра Фанн 35 жидкость перемешивается в течение 10—15 с при максимальной частоте вращения цилиндра (600 об/мин) и оставляется на определенное время в состоянии покоя, затем при минимальной частоте вращения (3 об/мин) регистрируется максимальный угол поворота подвижного цилиндра φ_0 , при превышении которого жидкость начинает подвергаться сдвиговой деформации и возникает течение в зазоре.

Прочность геля (в Па) определяется по формуле

$$\theta = 0,4788\varphi_0. \quad (5.79)$$

В соответствии с нормами АНИ, значение θ измеряется после 10 с и 10 мин выдержки раствора в состоянии покоя.

Одним из устройств, сконструированных специально для этих целей, является прибор для определения статического напряжения сдвига. Его особенность — очень низкая (0,2 об/мин) частота вращения наружного цилиндра. Она позволяет легче и точнее фиксировать максимальный угол φ_0 поворота внутреннего цилиндра, подвешенного к торсиону (см. рис. 5.9). После сдвига структуры внутренний цилиндр частично возвращается к исходному положению. Для предотвращения проскальзывания его поверхность выполнена с продольным рифлением.

Прочность геля определяется по формуле

$$\theta = C\varphi_0. \quad (5.80)$$

Константа C зависит от размеров подвижного цилиндра и сменного торсиона. Диапазон измерений τ от 0 до 20 Па. Обычно θ измеряется после 1 и 10 мин выдержки раствора в состоянии покоя.

Прочность геля иногда определяют с помощью капиллярных трубок (при медленном повышении перепада давления в них), расчет производится по формуле

$$\theta = \frac{\Delta p D}{4L}, \quad (5.81)$$

где Δp — перепад давления, при котором началось течение; D — диаметр трубки; L — длина трубки.

Кроме того, значение θ можно оценить путем измерения силы, необходимой для подъема некоторого тела (пустого цилиндра, пластины) определенных размеров, погруженного в исследуемый раствор.

5.5. ИЗМЕРЕНИЕ ВЯЗКОУПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Многие полимеры, используемые при химической обработке буровых растворов или приготовлении буферных жидкостей, обладают упругими свойствами.

Поскольку в вязкоупругой жидкости, подверженной простому сдвигу, возникают не только касательные, но и нормальные напряжения, для определения реологических характеристик таких сред требуется измерение обеих составляющих напряжения.

Из уравнений (3.9) и (3.10) следует, что сумма девиаторов напряжения равна нулю. Согласно гипотезе Вейссенберга, вполне достаточно измерять только нормальные напряжения.

Существуют многочисленные конструкции эластовискозиметров: ортогональные реометры, реогониометры, реометры с эксцентричными цилиндрами, сферические с параллельными дисками, струйные, маятниковые и др. (см. Скелланд, с. 50, эластовискозиметр Трапезникова [21], с. 451, ортогональный реометр Максвелла [20]).

5.6. ИЗМЕРЕНИЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТАМПОНАЖНЫХ ЦЕМЕНТНЫХ РАСТВОРОВ. КОНСИСТОМЕТРЫ

Реологическое поведение тампонажных растворов можно изучать с помощью любого из рассмотренных выше реометров.

Поскольку реологические параметры тампонажных цементных растворов изменяются во времени вследствие процессов гидратации и коагуляции, предпочтительнее использовать реометры, допускающие возможность их непрерывного измерения при постоянном перемешивании раствора. Необходимо обеспечить такие условия (температура и давление), которые соответствовали бы условиям циркуляционной системы скважины с учетом скорости физико-химических реакций в вязущих смесях.

Отдельную категорию реометров, предназначенных специально для тампонажных цементных растворов, составляют консистометры. Они устроены таким образом, чтобы обеспечить непрерывное перемешивание раствора и измерение эквивалентной вязкости (называемой также консистенцией), при этом можно определять время прокачиваемости тампонажного раствора.

Консистометры, рекомендуемые АНИ [21], снабжены стандартной системой измерения частоты вращения. Эта система предусмотрена в консистометрах фирмы «Пан-Американ», выпускаемых компанией «Амоко продакшн», и в приборах фирмы «Халлибартон», описываемых ниже. Между консистенцией тампонажного раствора в единицах консистенции Бердена (B_c) и моментом сил трения M (в ньютон-сантиметрах), передаваемым на вал с лопатками и воспринимаемым спиральной пружиной, существует следующее соотношение:

$$M = 0,767 + 0,1964B_c. \quad (5.82)$$

Консистенция в 100 B_c соответствует закручиванию спиральной пружины моментом, равным 20,41 Н·см. Это соотношение используется и для тарировки приборов с помощью соответствующего устройства с грузами.

В табл. 5.7 представлены максимальные температуры и давления, а также периоды времени, за которые они достигаются, т. е. те условия, которые следует обеспечить в процессе исследования тампонажных цементных растворов, предназначенных для скважин различной глубины. По достижении максимальных значений температура и давление поддерживаются неизменными до конца проведения измерений. Обе эти величины соответствуют максимально допустимым значениям в процессе циркуляции тампонажного раствора в кольцевом пространстве скважины, подлежащей цементированию (см. главу 1, разделы 1.5 и 1.6).

Рассмотрим некоторые наиболее распространенные конструкции консистометров.

Т а б л и ц а 5.7

Глубина скважины, м	Время достижения максимальных значений температуры и давления, мин	Давление (в МПа)		Максимальная температура (в °С) при различных значениях градиента температуры, °С/100 м					
		начальное	максимальное	1,6	2,0	2,4	2,7	3,1	3,5
310	7	3,4	6,9	27	27	27	27	27	27
610	9	3,4	10,3	21	31	32	32	33	33
1220	14	3,4	17,9	37	38	38	39	39	40
1830	20	3,4	26,9	44	46	46	48	49	52
2440	28	6,9	35,9	52	54	54	60	63	71
3050	36	8,6	51,7	61	63	63	75	82	93
3660	44	10,3	70,3	68	74	74	92	103	119
4270	52	12,1	92,4	76	86	86	112	126	145
4880	60	13,8	111,0	84	99	99	132	150	171
5490	67	13,8	129,6	93	112	112	153	175	196
6100	75	15,5	151,7	102	126	126	176	200	222

Примечания: 1. Начальная температура принята 27 °С. 2. Температура и давление повышаются постепенно от начальных значений (предполагаемых на устье скважины) до максимальных (соответствующих забойным условиям), а затем поддерживаются постоянными с погрешностями ± 1 °С и $\pm 0,7$ МПа до окончания всего цикла измерений.

1. Консистометр фирмы «Пан-Американ» (рис. 5.19) состоит из цилиндрической вращающейся емкости 1, внутри которой размещается неподвижный вал с лопатками 2. Тампонажный раствор заливается в цилиндрическую емкость, верхняя часть которой закрыта резиновой мембраной 3. Весь узел размещается в камере высокого давления 4. Цилиндрическая емкость вращается с частотой 150 об/мин от синхронного электродвигателя через редуктор 5. Под действием вязкого тампонажного раствора вал с лопатками поворачивается, деформируя при этом спиральную пружину 7. Деформация пружины преобразуется потенциометром 8 в электрический сигнал, пропорциональный консистенции раствора. Посредством адекватной калибровки прибора маслом с эталонной вязкостью показания вторичного прибора можно пересчитать в единицы консистенции.

Давление в камере 4 поддерживается маслом, закачиваемым с помощью специального насоса, а нагрев жидкости обеспечивается набором внутренних электрических элементов 9 по заданной программе. Температура цементной пасты и масла измеряется с помощью двух термопар 10 и 11, а давление — манометрами на 70 и 210 МПа.

Прибор работает в автоматическом режиме вплоть до такой консистенции, выше которой цементная паста считается непрокачиваемой. После этого измерительный узел охлаждается водой, разгерметизируется и быстро очищается, чтобы предотвратить затверждение тампонажного раствора.

Консистометр фирмы «Пан-Американ» может работать при температуре до 200 °С и давлении до 140 МПа; его можно оборудовать прибором для регистрации изменения консистенции во времени.

2. Фирма «Халлибартон» поставляет консистометры двух типов [7]:

— лабораторный, аналогичный прибору фирмы «Пан-Американ», рассчитанный на работу при $t=260$ °С и $p=210$ МПа;

— промышленный, рассчитанный на атмосферное давление и температуру до 90 °С; состоит из двух измерительных узлов, что позволяет проводить сравнительные испытания (в одинаковых условиях) двух тампонажных цементных растворов.

Оба консистометра работают при частоте вращения 150 об/мин. Принцип их действия такой же, как и консистометра фирмы «Пан-Американ».

3. Консистометр Фанн 55 TDL, поставляемый фирмой «Барроид» [7], предназначен для работы при температурах до 260 °С и давлении до 140 МПа (рис. 5.20). Состоит из подвижного цилиндра 1, находящегося в камере высокого давления 2, заполненной исследуемым раствором. Подвижный цилиндр перемещается вверх-вниз под действием электромагнитов 3. Период его движения определяется вязкостью испытуемой среды. Момент касания цилиндром дна камеры регистрируется микрофонной мембраной 4. Возвратно-поступательное движение цилиндра 1

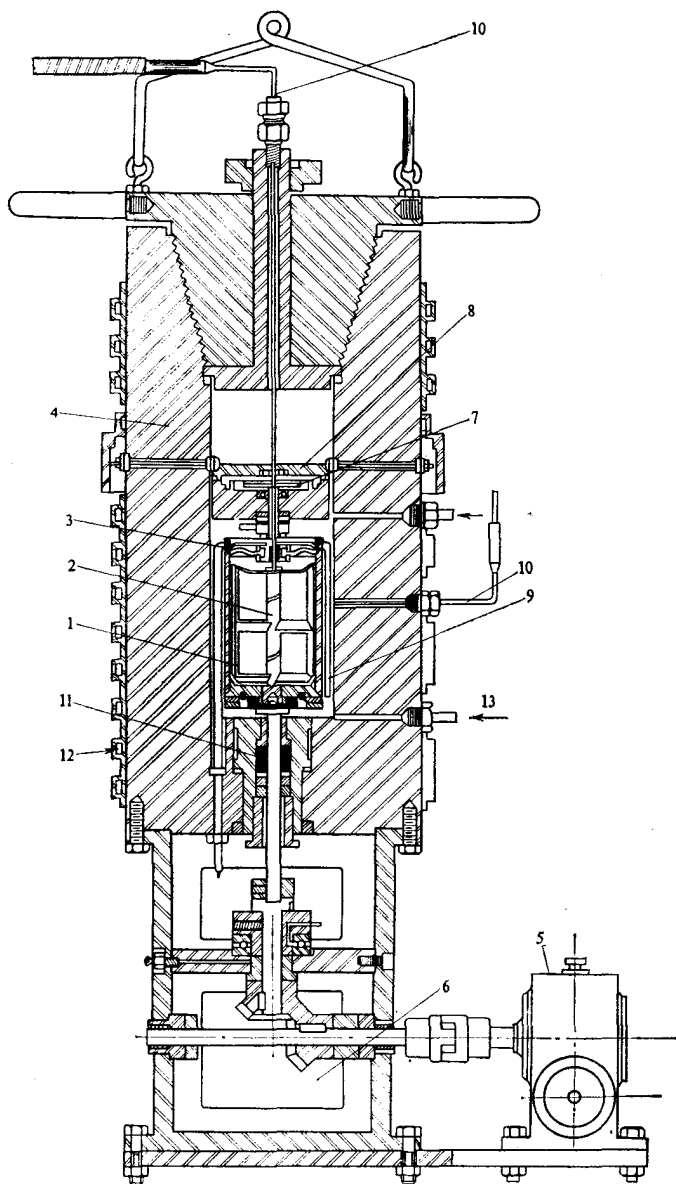


Рис. 5.19. Консистометр фирмы «Пан-Американ»:

1 — цилиндрическая емкость с цементным раствором; 2 — валик с лопатками; 3 — резиновая мембрана; 4 — камера высокого давления; 5 — редуктор частоты вращения; 6 — коническая передача; 7 — спиральная пружина; 8 — потенциометр; 9 — электронагревательный элемент; 10 — терморпара; 11 — сальник; 12 — охлаждающая вода; 13 — масло

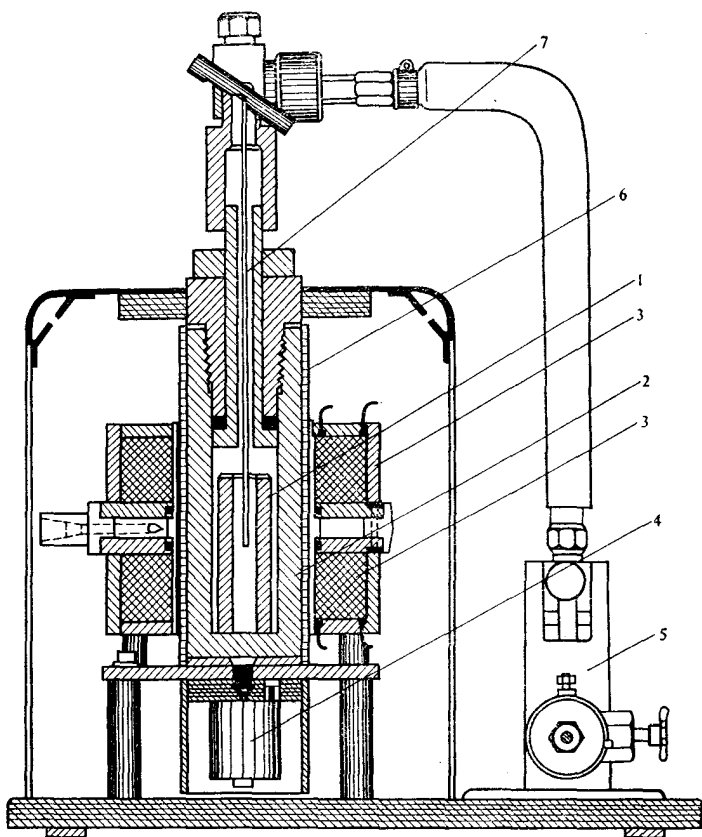


Рис. 5.20. Консистометр Фанн 55 TDL

непрерывное; изменение периода его движения, регистрируемое во времени, соответствует изменению эквивалентной вязкости раствора.

Давление в камере создается ручным насосом 5, а нагрев обеспечивается комплектом электронагревательных элементов 6. Температура измеряется с помощью термпары 7. Консистометр Фанн (несколько модифицированный) часто используется для исследования реологического поведения буровых растворов при высоких температурах и давлениях.

В СССР сконструированы консистометры, рассчитанные на работу как в атмосферных условиях, так и при высоких температурах и давлениях (до 200 °C и 100 МПа) [12]. Используется индуктивная система измерения угла поворота ротора.

В Польше разработан консистометр, способный работать при температурах до 200 °C и давлениях до 150 МПа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Skelland A. H. P. Non-newtonian flow and heat transfer. New York, John Wiley and sons Inc., 1967.

2. *Eirich F. R.* (editor) Rheology. Theory and applications. Vol. 1—5. New York—London, Academic Press, 1956—1960.

3. *Le Fur B. si Marlin M.* Laminar and transitional flow of drilling muds and various suspensions in circular tubes. In: *J. Fluid Mechanics*, vol. 30, part 3, 1967.

4. *Ionescu D. Gh.* Introducere în hidraulică. București, Editura tehnică, 1977.

5. *Lipatov V. I. si Mittelman B. I.* Rasciot structurnovo rejima ustanoviv-sevosea teceniia veazko-plasticinih sred. In: *Trudŭ VNIIBT*, vol. XXVI: *Ghidravlika v burenii*, Moskva, 1970, p. 169.

6. *Combs G. D.* New testing tool improves mud control penetration rate. In: *Oil and Gas J.*, 2 oct. 1967, p. 122—124.

7. *** Composite Catalog, Ed. 1978—79, 1980—81, *World Oil*.

8. *Movsumov A. A.* Ghidrodinamiceskie osnovŭ soveršenstvovaniia tehnologii provodki glubokih skvajin. Moskva, Nedra, 1976.

9. *Combs G. D. si Whitmore L. D.* Capillary viscometer simulates bottom—hole conditions. In: *O. G. J.*, 30 sept. 1968, p. 108—113.

10. *Buhman Yu. A.* Ustanovka kaillarnovo tipa dlea issledovaniia reologhiceskih svoistv tementnih tamponajnih rastvorov. In: *Trudŭ VNIIBT*, vol. XXIV: *Ghidravlika v burenii*, Moskva, 1970, p. 213.

11. *Palcikov A. V. ș. a.* Kapillarnii viskozimetr dlea issledovaniia reologhiceskih svoistv tamponajnih rastvorov pri visokih temperaturah i davleniiah. In: *Burenie*, 12, 1968.

12. *** *Spravochnik* injenera po bureniu. Vol. 1, Moskva, Nedra, 1973.

13. *Bird R. B. s. a.* Transport phenomena. New York. John Willey and sons Inc., 1960.

14. *** *API* bulletin 13D on the rheology of oil—well drilling fluids. Ed. 1, aug. 1980.

15. *** *Rheotest 2*, Mode d'emploi. O. S. I., France.

16. *Zaripov Ș. A.* Laboratornii kontrol pri burenii nefteanŭ i gazovŭh skvajin. Moskva, Nedra, 1977.

17. *Hiller K. H.* Rheological measurements on clay suspensions and drilling fluids at high temperatures and pressures. In: *J. Petr. Tech.*, iulie, 1963, p. 779—789.

18. *McMordie W. C. Jr.* Viscometer tests mud to 650 °F. In: *O. G. J.*, 19 may, 1969, p. 81—84.

19. *Kozubovskii A. I. s. a.* Issledovanie reologiceskih svoistv estestvennih buruvŭh rastvorov na rotaionnom viskozimetre. In: *Neft i gaz*, nr. 7, 1974.

20. *** *Problèmes de la rhéologie*, Symposium franco-polonais, Varsovie, 1971. Editions scientifiques de Pologne, 1973.

21. *** *API* Recomendad practice for testing oil—well cements and cement additives. In: *API RP 108*, apr., 1977.

5. *Липатов В. И., Мительман Б. И.* Расчет структурного режима установившегося течения вязкопластичных сред.— В кн.: *Гидравлика в бурении*.— Тр. ВНИИБТ, вып. 24, 1970, с. 169.

8. *Мовсумов А. А.* Гидродинамические основы совершенствования технологии проводки глубоких скважин. М., Недра, 1976.

10. *Бухман Ю. А.* Установка капиллярного типа для исследования реологических свойств цементных тампонажных растворов.— В кн.: *Гидравлика в бурении*.— Тр. ВНИИБТ, вып. 24, 1970, с. 213.

11. *Пальчиков А. В.* Капиллярный вискозиметр для исследования реологических свойств тампонажных растворов при высоких температурах и давлениях.— Бурение, 1968, № 12, с. 21—23.

12. *Справочник* инженера по бурению. Под ред. В. И. Мищевича. Н. А. Сидорова. Т. 1, М., Недра, 1973.

16. *Зарипов С. З.* Лабораторный контроль при бурении нефтяных и газовых скважин. М., Недра, 1977.

19. *Козубовский А. И.* Исследование реологических свойств естественных буровых растворов на ротационном вискозиметре.— Нефть и газ, 1974, № 7.

Глава 6.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ДАВЛЕНИЯ В СКВАЖИНЕ

6.1. ВВЕДЕНИЕ

Под гидродинамическими давлениями понимаются все давления в скважине, отличающиеся от гидростатического давления столба жидкости как в положительную, так и в отрицательную сторону. Как правило, они возникают вследствие движения жидкости в циркуляционной системе скважины. Колебания давления в скважине бывают и иного характера, в частности вследствие изменения плотности циркулирующей жидкости, разделения (сегрегации) фаз, схватывания и затвердения цементного раствора, инфильтрации в скважину пластовых флюидов, осмотических явлений. Однако здесь эти явления рассматриваться не будут.

Избыточные давления в скважине могут быть вызваны:

1) трением жидкостей, закачиваемых в циркуляционную систему скважины;

2) местными сопротивлениями в циркуляционной системе скважины;

3) перемещением в скважине колонны труб;

4) местными сопротивлениями в циркуляционной системе скважины при перемещении колонны труб;

5) инерцией столба жидкости в скважине;

6) колебаниями давления, возникающими при резком пуске или остановке насосов, при подъеме или резком торможении колонны бурильных или обсадных труб;

7) преодолением прочности геля тиксотропных вязкопластичных жидкостей при пуске насосов или в момент начала движения в скважине колонны труб;

8) вращением колонны бурильных или обсадных труб;

9) эффектом сжатия или разрежения в жидкости при расхождении бурильной колонны (особенно при наличии сальника на долоте).

Все эти явления могут отмечаться в скважине одновременно, и их влияние не всегда можно оценить отдельно.

Избыточные давления, возникающие при нагнетании жидкости в циркуляционную систему скважины, были рассмотрены в главе 4. В этой главе будут проанализированы кратковременные изменения давления в скважине, вызванные перемещением колонны бурильных или обсадных труб, а также пуском или остановкой насосов.

При спуске в скважину бурильной или обсадной колонны вытесняемая жидкость поступает в кольцевое пространство или в колонну труб, если ее нижний конец не заглушен. Такое тече-

ние жидкости обуславливается наличием определенного градиента давления, способного преодолеть силы трения в жидкости и ее инерцию. На гидростатическое давление столба жидкости и гидродинамическое давление, создаваемое в процессе циркуляции, в этом случае накладывается дополнительное давление, которое будет возрастать линейно (если перемещение колонны является равномерным) от устья до нижнего конца колонны буровых или обсадных труб. Это избыточное давление передается на забой скважины.

При подъеме труб из скважины жидкость устремляется вниз, занимая освободившееся пространство. Возникает разрежение, которое также передается на забой скважины.

Если рассматривать ствол скважины изолированно по отношению к окружающим породам, то скорости восходящего и нисходящего потоков жидкости будут пропорциональны скорости перемещения труб и их нетрудно рассчитать с помощью уравнения материального баланса.

Высокие пиковые давления, даже кратковременные, накладываются на гидростатическое давление и могут привести к превышению давления разрыва пластов, особенно слабосцементированных, и к проникновению бурового раствора в образовавшиеся трещины, что имеет известные отрицательные последствия. Были отмечены случаи смятия труб и разрушения обратных клапанов при спуске колонн [1].

Снижение давления в скважине ниже определенного значения вызывает приток в скважину пластовых флюидов, что в конечном счете может привести к аварийному фонтанированию. Одновременно с этим может произойти декольматация, которая, как правило, сопровождается обвалом стенок ствола.

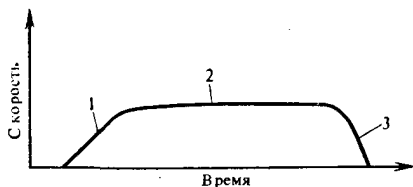
Эти явления могут усугубляться при спуско-подъемах буровой колонны при наличии сальника на долоте.

6.2. СПУСКО-ПОДЪЕМНЫЕ ОПЕРАЦИИ

Расчет избыточных давлений, возникающих при спуско-подъемных операциях (СПО) в процессе бурения скважины, сопряжен с необходимостью тщательного анализа этих работ.

При подъеме колонны наблюдается период ускорения (1), когда скорость ее движения возрастает до максимальной величины; затем следует период движения с относительно постоянной скоростью (2) и, наконец,— период замедления (3), в результате чего скорость постепенно снижается до нуля (рис. 6.1). Максимальная скорость подъема колонны зависит от ее массы и типа, частоты вращения и диаметра барабана буровой лебедки, наличия гидравлического преобразователя вращающего момента и т. п. Упругость талевого системы — причина значительных колебаний скорости, амплитуда которых иногда достигает 30 % от средней скорости намотки троса [2]. Для упрощения задачи движение колонны предполагается в начале равномерное

Рис. 6.1. Диаграмма скорости подъема бурильной колонны на длину одной свечи



ускоренным, затем равномерным и на заключительном этапе равномерно замедленным. Силы инерции проявляются лишь на начальном и заключительном этапах, когда движение колонны неустановившееся. Следовательно, в момент начала подъема в скважине создается непродолжительное разрежение вследствие разрушения тиксотропной структуры бурового раствора. На это накладывается, согласно принятой схеме процесса, инерционная компонента давления. По мере увеличения скорости подъема возникает перепад давления, вызванный трением при нисходящем движении жидкости. В период равномерного движения этот перепад давления достигает максимального значения, а первые две компоненты (структурная и инерционная) исчезают. В процессе замедления, наоборот, перепад давления снижается вследствие проявления сил инерции. Скорости подъема бурильных колонн, как правило, не очень велики, а период ускорения достаточно длителен, поэтому возникающие в скважине перепады давления относительно низкие.

Большого внимания требует спуск бурильных или обсадных колонн, когда их скорости и ускорения могут быть весьма значительны. Сначала бурильная колонна снимается с клиньев ротора, затем спускается в скважину, причем скорость постепенно увеличивается. В целях предотвращения чрезмерного разгона колонны бурильщик осуществляет торможение (1—2 раза) более или менее резкое, уменьшая таким образом скорость спуска колонны. К концу спуска свечи бурильщик тормозит еще 1—2 раза, полностью останавливая колонну.

Таким образом, скорости спуска колонн зависят не только от особенностей скважины и характеристик бурового раствора, но и в значительной мере от бурильщика.

На рис. 6.2 представлена диаграмма изменения скорости и ускорения при спуске колонны труб на глубине 552,3—565,7 м [3], а на рис. 6.3 — соответствующее изменение давления в скважине. Пик давления *a* относится к началу разрушения тиксотропно-коагуляционной структуры раствора и проявления сил инерции при выводе колонны из клиньев; точки *b* и *d* соответствуют максимальному ускорению, а *f* — максимальной скорости. Пики *c*, *e*, *g* и *i* показывают моменты замедления движения при торможении, причем максимальный перепад давления отмечается при блокировке тормоза лебедки. Если применяется гидравлический тормоз, то изменение скорости колонны может быть таким же, как и при подъеме, однако максимальное ее значение будет ниже [4,5].

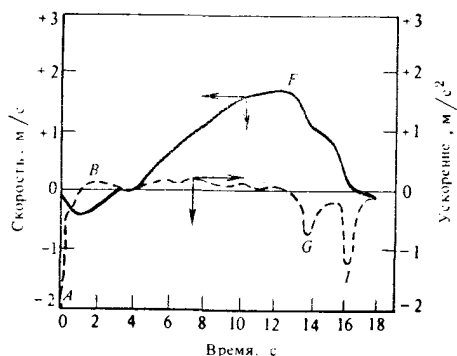


Рис. 6.2. Изменение скорости и ускорения при спуске обсадной колонны на длину двухтрубной секции [3]

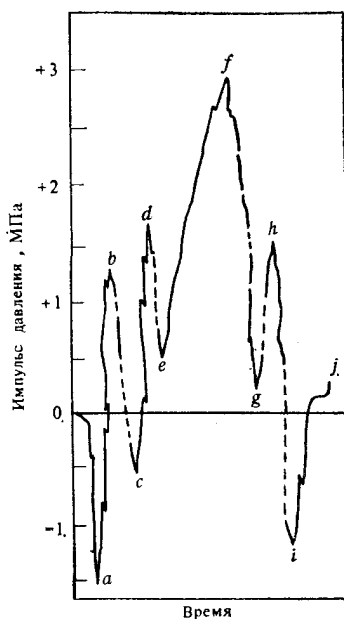


Рис. 6.3. Изменение избыточного давления при спуске колонны обсадных труб [3]

Следовательно, изменение давления в скважине происходит вследствие проявления одной или нескольких причин, а именно: вязкого трения в жидкости, сил инерции и разрушения гелевой структуры раствора.

По Кларку [6], Беркхардту и Йордаке [7], максимальное давление при спуске одной свечи бурильной или секции обсадной колонны соответствует максимальной скорости перемещения труб, поэтому необходимо лишь вычислить избыточное давление (вследствие трения и местных сопротивлений) именно при этой скорости. Фонтено и Кларк [8] также не учитывают влияния инерции и прочности гелевой структуры раствора на избыточное давление.

Эксперименты Мовсумова и др. [4,5] свидетельствуют о том, что максимальные избыточные давления в скважине возникают на первом этапе спуска свечи, в момент ее максимального ускорения (рис. 6.4 и 6.5). Например, максимальное избыточное давление при спуске 141-мм бурильной колонны на глубину 2823 м достигает 5,6 МПа приблизительно на третьей секунде после начала спуска при максимальном ускорении $0,6 \text{ м/с}^2$, на седьмой секунде при максимальной скорости $2,95 \text{ м/с}$ это давление составляет 2,9 МПа. Аналогичный вывод содержится в работе [9]. Амплитуда колебаний давления, возникающих при резком подъеме бурильной колонны, по некоторым подсчетам [10] изменяется от $\pm 4 \%$ (на первой скорости лебедки V2-4-5) до $\pm 140 \%$ среднего значения гидродинамического давления (на четвертой скорости лебедки).

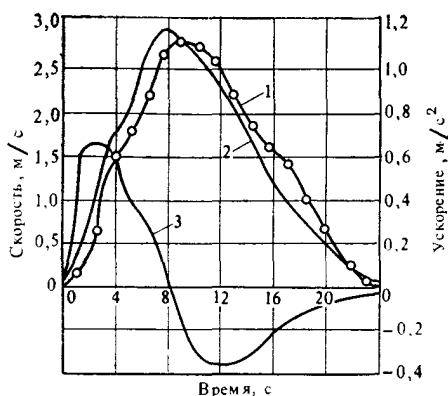


Рис. 6.4. Изменение скорости и ускорения при спуске буровой колонны на длину одной трубы без гидротормоза [7]:

1 — $v=v(t)$ — экспериментальная кривая; 2 — $v=v(t)$ — кривая, вычисленная по формуле (6.76); 3 — $a=a(t)$ — кривая, построенная по уравнению (6.77)

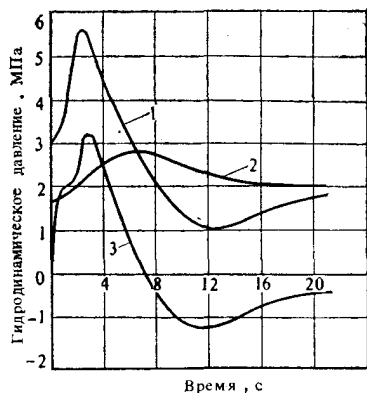


Рис. 6.5. Изменение гидродинамического давления при спуске буровой колонны на длину одной трубы [7]:

1 — суммарное изменение; 2 — потери давления за счет гидравлических сопротивлений; 3 — перепад давления, создаваемый силами инерции

Отсюда следует, что необходимо анализировать изменения давления в скважине для всего цикла спуска или подъема одной свечи. Поскольку для этого требуется информация о характере изменения скорости движения колонны, а также интегрирование (часто невозможное) системы достаточно сложных общих уравнений (3.70), приходится применять принцип квазистационарного движения [3, 6, 11]. Этот принцип, однако, неприемлем для вязкопластичных жидкостей из-за слишком больших погрешностей [12].

6.3. СТАЦИОНАРНОЕ ДВИЖЕНИЕ КОЛОННЫ ТРУБ

Большинство специалистов исследовали дополнительные потери давления при продольном перемещении колонны труб в скважине с постоянной скоростью [3, 6—9, 13—18]. Эти потери давления вызваны увлечением бурового раствора трубами в направлении их движения и течением вытесняемого раствора в направлении, противоположном движению труб.

За исключением работ Кардвелла [13], Гукасова и Пирвердяна [14] и Гукасова [9], в большинстве исследований использована так называемая «эффективная» скорость, в которой сочетаются скорость увлечения раствора движущимися трубами и средняя скорость течения раствора, вытесняемого трубами. К этой комбинации Фонтено и Кларк добавили среднюю скорость закачиваемой жидкости.

Если среднюю скорость вытесняемого раствора можно легко рассчитать, то скорость увлечения раствора трубами определить

довольно трудно. Чаще всего ее определяют произвольно от нуля до 50 % скорости движения труб [7]. Иногда среднюю скорость увлечения раствора трубами вычисляют путем интегрирования профиля распределения скоростей в предположении, что жидкость является неньютоновской, при этом кольцевое пространство часто приравняется к пространству между двумя параллельными стенками [3, 8, 15].

Перепады давления, как правило, вычисляют по формуле Дарси — Вейсбаха (4.47) с использованием значений «эффек-

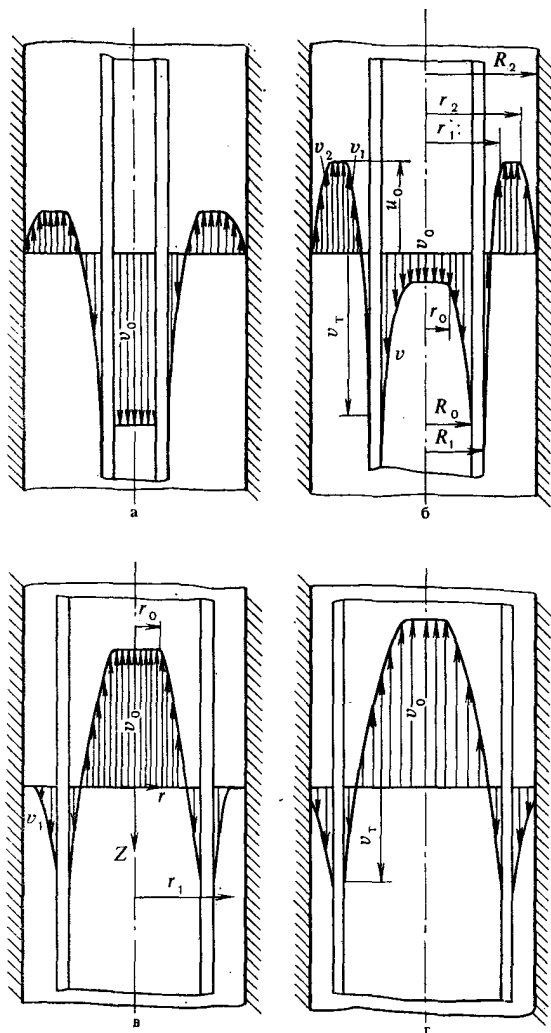


Рис. 6.6. Распределение скоростей в бингамовской жидкости при ламинарном режиме течения и относительном перемещении двух коаксиальных цилиндров

тивной» скорости. Однако можно доказать, что при течении неньютоновских жидкостей результирующее распределение скоростей не совпадает с суммарным распределением скоростей указанных трех видов движения жидкости.

Для начала ограничимся рассмотрением случая спуска или подъема одномерных бурильных или обсадных колонн при отсутствии циркуляции раствора в скважине.

Рассмотрим два вертикальных концентрично расположенных цилиндра. Наружный цилиндр радиусом R_2 неподвижен, и нижний его конец заглушен. Внутренний цилиндр с внешним радиусом R_1 и внутренним радиусом R_0 имеет открытые концы и перемещается с постоянной скоростью v_T в направлении оси z (рис. 6.6). В подвижном цилиндре до отметки H_1 находится жидкость с плотностью ρ_1 , а в кольцевом пространстве между цилиндрами до отметки H_2 — жидкость с плотностью ρ_2 . Массовыми силами пренебрегаем.

При спуске внутреннего цилиндра жидкость приобретает восходящее движение как внутри него, так и в кольцевом пространстве, однако одновременно с этим она увлекается вниз движением цилиндра. При подъеме происходит обратный процесс: жидкость перемещается вниз, чтобы занять пространство, освобождаемое подвижным цилиндром.

6.3.1. Ламинарное течение

Допустим справедливыми гипотезы, рассмотренные в разделе 4.1: жидкость несжимаема, движение стационарное, изотермическое и ламинарное; линии тока параллельны оси трубы, жидкость прилипает к стенкам и единственными массовыми силами являются гравитационные [17, 18].

В цилиндрических координатах уравнение движения будет иметь такой же вид, как и уравнение (4.14):

$$\frac{\eta}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dv}{dr} \right) + \frac{dv}{dr} \frac{d\eta}{dr} - P = 0.$$

Граничные условия:

$$v = v_r \quad \text{при} \quad r = R_0; \quad (6.1)$$

$$v = v_T \quad \text{при} \quad r = R_1; \quad (6.2)$$

$$v = 0 \quad \text{при} \quad r = R_2. \quad (6.3)$$

Кроме того, можно составить еще одно соотношение — уравнение материального баланса

$$Q + \pi (R_1^2 - R_0^2) v_T = 0. \quad (6.4)$$

Предположим, что жидкость бингамовская. Уравнение (4.14) примет вид выражения (4.21)

$$\eta_{p\sim} = \left(\frac{d^2 v}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dv}{dr} \right) + s \frac{\tau_0}{r} - P = 0.$$

Дополнительное граничное условие (3.19) на поверхности пластичности

$$\frac{dv}{dr} = 0 \quad \text{при} \quad |\tau| = \tau_0.$$

Наличие у жидкости предельного напряжения сдвига существенно осложняет гидродинамическую ситуацию в скважине. Так, если поперечные размеры обоих каналов течения R_0 и $(R_2 - R_1)$ одного порядка, то при спуске колонны жидкость будет перемещаться по обоим каналам в направлении, противоположном движению колонны. Если один из каналов слишком узкий по сравнению с другим, то жидкость в первом канале будет только увлекаться по ходу движения колонны, а вытесненная жидкость будет перемещаться вверх лишь через более широкий канал [19].

Таким образом, возможны следующие варианты гидродинамических процессов в скважине [18] (см. рис. 6.6):

а) жидкость в подвижной трубе увлекается вместе с ней, и течение, обратное перемещению, происходит только в кольцевом пространстве;

б) течение, противоположное перемещению внутренней трубы, существует в обоих каналах;

в) восходящее течение жидкости происходит только в подвижной трубе, в кольцевом канале часть жидкости увлечена подвижной трубой вниз, а остальной объем жидкости остается неподвижным;

г) жидкость между трубами во всем объеме подвергнута сдвигу и полностью увлечена подвижной трубой.

1. Вся жидкость, находящаяся в подвижной трубе, захватывается и увлекается ею, подобно твердой пробке, без внутреннего сдвига, так как касательные напряжения ниже динамического напряжения сдвига τ_0 (рис. 6.6, а). Этот процесс аналогичен движению закрытого цилиндра. Для жидкостей с $\tau_0 = 0$ такое явление не наблюдается.

В результате интегрирования уравнения (4.21) в обеих зонах течения с граничными условиями (6.2) и (6.3) получим

$$v_1 = \frac{P}{4\eta_p} (r^2 - R_1^2) + \frac{\tau_0}{\eta_p} (r - R_1) - \frac{A_1}{\eta_p} \ln \frac{r}{R_1} + v_T, \quad R_1 \leq r \leq r_1; \quad (6.5)$$

$$v_2 = -\frac{P}{4\eta_p} (R_2^2 - r^2) + \frac{\tau_0}{\eta_p} (R_2 - r) + \frac{A_2}{\eta_p} \ln \frac{R_2}{r}, \quad r_2 \leq r \leq R_2. \quad (6.6)$$

В данном случае P — градиент функции p' [см. формулы (4.6) и (4.11)], A_1 и A_2 — константы интегрирования, а r_1 и r_2 — радиусы кольцевого жесткого ядра течения, скорость которого оп-

ределяется из уравнения (6.7) при $r=r_1$ или из уравнения (6.8) при $r=r_2$:

$$u_0 = \frac{P(r_1^2 - R_1^2)}{4\eta_p} + \frac{\tau_0}{\eta_p}(r_1 - R_1) - \frac{A_1}{\eta_p} \ln \frac{r_1}{R_1} + v_T; \quad (6.7)$$

$$u_0 = \frac{-P(R_2^2 - r_2^2)}{4\eta_p} + \frac{\tau_0}{\eta_p}(R_2 - r_2) + \frac{A_2}{\eta_p} \ln \frac{R_2}{r_2}. \quad (6.8)$$

Скорости сдвига определяются по формулам

$$\frac{dv_1}{dr} = \frac{Pr}{2\eta_p} + \frac{\tau_0}{\eta_p} - \frac{A_1}{\eta_p} \frac{1}{r}; \quad (6.9)$$

$$\frac{dv_2}{dr} = \frac{P}{2\eta_p} - \frac{\tau_0}{\eta_p} - \frac{A_2}{\eta_p} \frac{1}{r}. \quad (6.10)$$

Используя уравнения (4.17) и (4.20), получаем

$$\tau_1 = \frac{Pr}{2} - \frac{A_1}{r}; \quad (6.11)$$

$$\tau_2 = \frac{Pr}{2} - \frac{A_2}{r}. \quad (6.12)$$

Соотношения (6.11) и (6.12) аналогичны уравнениям (4.101) и (4.102); это означает, что $A_1 = A_2 = A$ и оба соотношения являются идентичными. Используя условие пластичности (3.19), получим

$$A = Pr_1 r_2 / 2; \quad (6.13)$$

$$r_2 - r_1 = 2\tau_0 / P. \quad (6.14)$$

Теперь запишем условие равенства скоростей на границах кольцевого ядра; $v_1(r_1) = v_2(r_2)$. Это означает равенство выражений (6.7) и (6.8). Получаем соотношение

$$2r_1 r_2 \ln \frac{R_2 r_1}{R_1 r_2} - (R_2^2 - R_1^2) - (r_2^2 - r_1^2) + 2(R_1 + R_2)(r_2 - r_1) - \\ - 2(r_2 - r_1) \frac{\eta_p v_T}{\tau_0} = 0. \quad (6.15)$$

Расход жидкости через кольцевое пространство

$$Q = 2\pi \int_{R_1}^{r_1} v_1(r) r dr + \pi(r_2^2 - r_1^2) u_0 + 2\pi \int_{r_2}^{R_2} v_2(r) r dr. \quad (6.16)$$

После интегрирования этого уравнения и некоторых преобразований получим

$$Q = \frac{\pi P}{8\eta_p} \left[-(R_2^4 - R_1^4) + 2r_1 r_2 (R_2^2 - R_1^2) + \frac{4}{3} \times \right. \\ \left. \times (r_2 - r_1)(R_2^3 + R_1^3) - \frac{1}{3}(r_2 - r_1)(r_2 + r_1)^3 \right] - \pi R_1^2 v_T. \quad (6.17)$$

Подставляя это выражение в уравнение (6.4) ($R_0=0$), получим

$$(R_2^4 - R_1^4) - 2r_1r_2(R_2^2 - R_1^2) - \frac{4}{3}(r_2 - r_1)(R_2^3 + R_1^3) + \\ + \frac{1}{3}(r_2 - r_1)(r_2 + r_1) = 0. \quad (6.18)$$

Решение системы уравнений (6.14), (6.15) и (6.18) представляет значительную трудность, поскольку форма этих уравнений не допускает аналитического решения.

Введем безразмерные величины

$$\bar{R} = \frac{R_1}{R_2}; \quad \bar{r}_1 = \frac{r_1}{R_2}; \quad \bar{r}_2 = \frac{r_2}{R_2}; \quad \bar{P} = \frac{PR_2}{2\tau_0}; \\ \bar{v}_T = \frac{\eta_0 v_T}{\tau_0 R_2}. \quad (6.19)$$

После исключения \bar{r}_1 эта система уравнений сводится к следующей:

$$2\bar{r}_2\bar{P}(\bar{r}_2\bar{P} - 1) \ln \frac{\bar{r}_2\bar{P} - 1}{\bar{P}\bar{R}\bar{r}_2} - \bar{P}^2(1 - \bar{R}^2) - (2\bar{r}_2\bar{P} - 1) + \\ + 2\bar{P}(1 + \bar{R}) - 2\bar{v}_T\bar{P} = 0; \quad (6.20)$$

$$\bar{P}^4(1 - \bar{R}^4) - 2\bar{r}_2\bar{P}^3(\bar{P}\bar{r}_2 - 1)(1 - \bar{R}^2) - \frac{4}{3}\bar{P}^3(1 + \bar{R}^3) + \\ + \frac{1}{3}(2\bar{r}_2\bar{P} - 1)^3 = 0. \quad (6.21)$$

Численное решение этих двух уравнений представлено на рис. 6.7 и 6.8. С увеличением скорости v_T градиент давления P растет, а толщина бессдвигового кольцевого жесткого ядра течения жидкости ($r_2 - r_1$) уменьшается.

2. Жидкость перемещается в направлении, противоположном перемещению подвижной трубы, через оба циркуляционных канала (см. рис. 6.6, б). Обозначим цифрой 1 характеристики жидкости и градиент функции p' внутри подвижной трубы, а цифрой 2 эти же параметры в кольцевом пространстве. В кольцевом пространстве распределение скоростей описывается теми же соотношениями, какие применялись в предыдущем примере.

В подвижной трубе скорость жидкости возрастает от оси к стенке. Таким образом, $s = \pm (dv/dr) = 1$. После интегрирования уравнения (4.21) с использованием условия (6.1) получим

$$v = -\frac{P_1}{4(\eta\rho)_1}(R_0^2 - r^2) + \frac{(\tau_0)_1}{(\eta\rho)_1}(R_0 - r) + v_T. \quad (6.22)$$

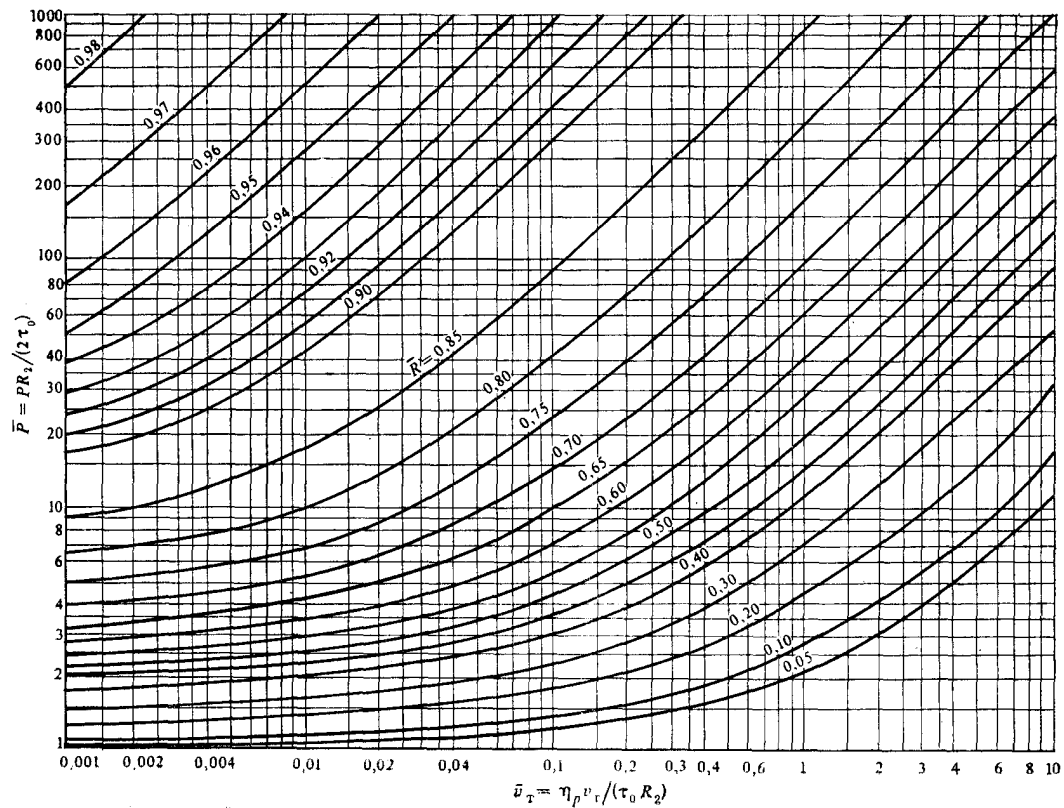


Рис. 6.7. Гидродинамическое давление, возникающее при осевом перемещении труб с закрытым нижним концом, в бингамовской жидкости при ламинарном режиме течения

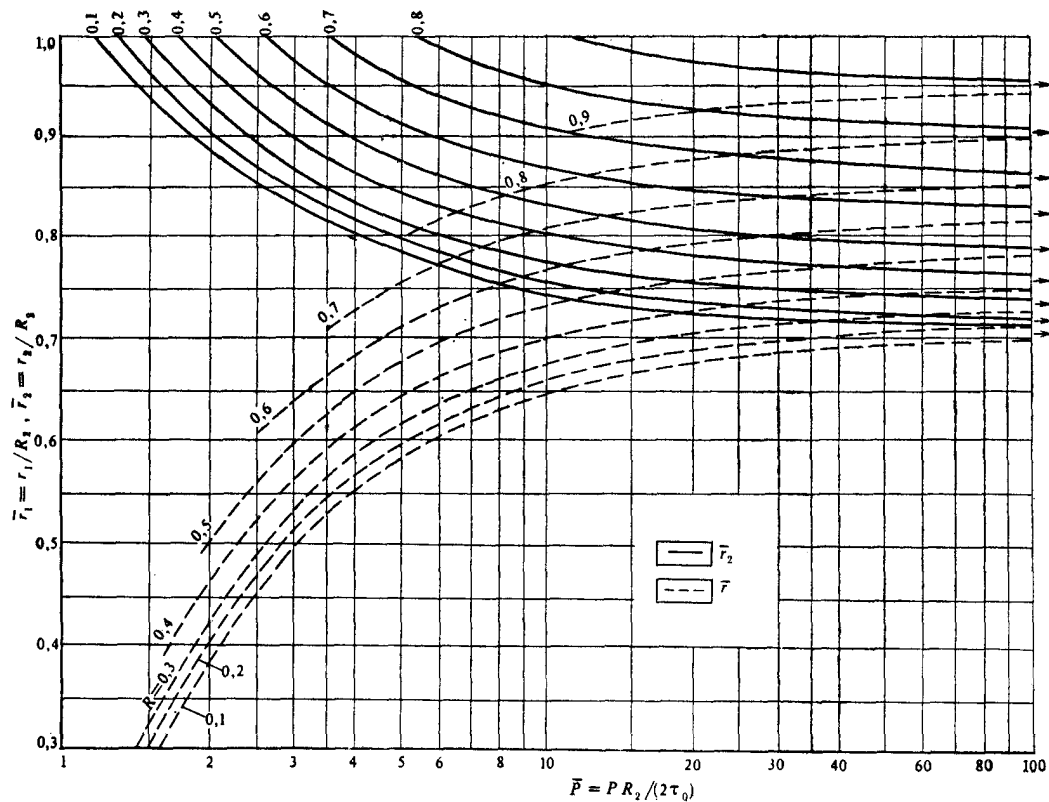


Рис. 6.8. Размеры кольцевого бесдвигового ядра течения при перемещении труб с закрытым концом ($R_0=0$) в бингамовской жидкости

Соотношение (6.22) характеризует распределение скоростей в области, где $dv/dr \neq 0$. Скорость движения бесдвигового ядра течения радиусом r_0 определяется по формуле

$$v_0 = -\frac{P_1}{4(\eta_p)_1} (R_0^2 - r_0^2) + \frac{(\tau_0)_1}{(\eta_p)_1} (R_0 - r_0) + v_T, \quad (6.23)$$

где

$$r_0 = \frac{2(\tau_0)_1}{P_1}. \quad (6.24)$$

Распределение напряжений

$$\tau = (\eta_p)_1 \frac{dv}{dr} + (\tau_0)_1 = \frac{P_1 r}{2}. \quad (6.25)$$

Течение жидкости внутри трубы имеет место только при $r_0 < R_0$, т. е. если касательное напряжение у стенки превышает значение $(\tau_0)_1$.

Расход жидкости (суммарный) определяется по формуле

$$Q = 2\pi \int_{r_0}^{R_0} v(r) r dr + \pi r_0^2 v_0 + 2\pi \int_{R_1}^{r_1} v_1(r) r dr + \pi (r_2^2 - r_1^2) u_0 + \\ + 2\pi \int_{r_2}^{R_2} v_2(r) r dr. \quad (6.26)$$

После интегрирования получим

$$Q = \frac{\pi P_1}{8(\eta_p)_1} \left(-R_0^4 - \frac{16}{3} \frac{(\tau_0)_1}{P_1^4} + \frac{8}{3} \frac{(\tau_0)_1 R_0^3}{P_1} \right) + \pi R_0^2 v_T + \\ + \frac{\pi P_2}{8(\eta_p)_2} \left[-(R_2^4 - R_1^4) + 2r_1 r_2 (R_2^2 - R_1^2) + \frac{4}{3} (r_2 - r_1) (R_1^3 + \right. \\ \left. + R_2^3) - \frac{1}{3} (r_2 - r_1) (r_2 + r_1)^3 \right] - \pi R_1^2 v_T. \quad (6.27)$$

Рассмотрим соотношение между P_1 и P_2 . Из уравнений (4.6) и (4.11) можно определить давление в подвижной трубе и в кольцевом пространстве:

$$p_1 = P_1 z + \rho_1 g z; \quad (6.28)$$

$$p_2 = P_2 z + \rho_2 g z. \quad (6.29)$$

Координата z измеряется от верхнего конца подвижной трубы. На ее нижнем конце $p_1 = p_2$, следовательно

$$P_1 = P_2 \frac{H_2}{H_1} + g \left(\rho_2 \frac{H_2}{H_1} - \rho_1 \right). \quad (6.30)$$

Ситуация, когда жидкости в трубах и кольцевом пространстве имеют разные плотности и реологические характеристики, встречается при спуске обсадной колонны в процессе цементирования [9]. Допустим, что $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, $(\eta_p)_1 = (\eta_p)_2 = \eta_p$, $(\tau_0)_1 = (\tau_0)_2 = \tau_0$ и скважина постоянно заполнена жидкостью, т. е. $H_1 = H_2 = H$. Отсюда следует, что $P_1 = P_2 = P$.

Поскольку член $\rho g z$ характеризует гидростатическое давление, величина Pz в соотношениях (6.28) и (6.29) характеризует именно дополнительные давления в скважине, вызванные движением колонны внутренних труб. При спуске эта величина положительна, т. е. давление повышается: максимальное его значение будет у нижнего конца подвижной трубы. При подъеме, наоборот, происходит понижение давления. Это давление передается от торца подвижной трубы до забоя скважины:

$$p = PH + \rho g z. \quad (6.31)$$

Подставляя Q из выражения (6.27) в равенство (6.4), получим

$$R_0^4 + \frac{16}{3} \frac{\tau_0^4}{P^4} - \frac{8}{3} \frac{\tau_0 R_0^3}{P} + (R_2^4 - R_1^4) - 2r_1 r_2 (R_2^2 - R_1^2) - \\ - \frac{4}{3} (r_2 - r_1) (R_2^3 + R_1^3) + \frac{1}{3} (r_2 - r_1) (r_2 + r_1)^3 = 0. \quad (6.32)$$

Определение P предполагает решение системы уравнений (6.14), (6.15) и (6.32).

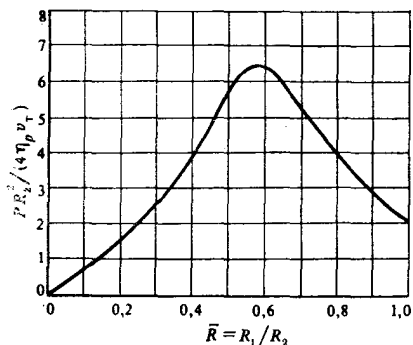
Прежде всего рассмотрим, что происходит при течении ньютоновских жидкостей ($\tau_0 = 0$). Из равенства (6.24) следует, что $r_0 = 0$, а из соотношения (6.14) — что $r_1 = r_2 = r_m$. Решая совместно уравнения (6.15) и (6.32), получим

$$r_m = \sqrt{\frac{R_0^4 + R_2^4 - R_1^4}{2(R_2^2 - R_1^2)}}; \quad (6.33)$$

$$P = \frac{4\eta_p (R_2^2 - R_1^2) v_T}{(R_0^4 + R_2^4 - R_1^4) \ln(R_2/R_1) + (R_2^2 - R_1^2)}. \quad (6.34)$$

Следовательно, для ньютоновских жидкостей гидродинамические давления пропорциональны скорости спуска колонны. При подъеме колонны соотношения (6.33) и (6.34) остаются справедливыми, однако величина P будет отрицательной. В случае перемещения колонны с закрытым нижним концом $R_0 = 0$, радиус r_m , на котором скорость имеет максимальное значение, а напряжения сдвига равны нулю, становится геометрическим средним между R_1 и R_2 . Если толщина стенок колонны труб незначительна, то $R_0 = R_1$ и уравнение (6.34) совпадает с выражением, полученным в работе [13]. Согласно этой работе, гидродинамические давления максимальны при $R_1/R_2 = 0,58$ (рис. 6.9).

Рис. 6.9. Гидродинамическое давление, возникающее при осевом перемещении трубы с незначительной толщиной стенки, в ньютоновской жидкости



Применительно к бингамовским жидкостям с использованием соотношений (6.19), а также $\bar{R}_0 = R_0/R_2$, уравнение (6.32) запишем в виде

$$\begin{aligned} \bar{P}^4 \bar{R}_0^4 + \frac{1}{3} - \frac{4}{3} \bar{P}^3 \bar{R}_0^3 + \bar{P}^4 (1 - \bar{R}^4) - 2 \bar{r}_2 \bar{P}^3 (\bar{P} \bar{r}_2 - 1) (1 - \bar{R}^2) - \\ - \frac{4}{3} \bar{P}^3 (1 + \bar{R}^3) + \frac{1}{3} (2 \bar{P} \bar{r}_2 - 1)^3 = 0. \end{aligned} \quad (6.35)$$

В результате совместного решения уравнений (6.20) и (6.35) можно найти зависимость $\bar{P} = \bar{P}(\bar{v}_T)$. Область существования решения такова: $r_0 < R_0$ и $r_2 < R_2$.

3. В узких кольцевых зазорах восходящее течение жидкости при спуске колонны труб может отсутствовать. Часть жидкости подвергается сдвигу и увлекается трубами, а другая часть вблизи стенок неподвижной трубы, может оставаться неподвижной, если $|\tau| \leq \tau_0$ (см. рис. 6.6, в).

Соотношения, используемые для оценки распределения скоростей и напряжений в жидкости, находящейся в подвижной трубе, те же, что рассматривались в предыдущем случае.

Для кольцевого пространства необходимо найти зависимость между радиусом r_1 и распределением скорости v_1 . Константу A можно определить, если принять, что скорость сдвига равна нулю при $r = r_1$. Из выражения (6.9) следует, что

$$A = \frac{P}{2} r_1^2 + \tau_0 r_1. \quad (6.36)$$

Если подставить это выражение в уравнение (6.5), получим распределение скоростей

$$\begin{aligned} v_1 = \frac{P}{4\eta_p} (r^2 - R_1^2) + \frac{\tau_0}{\eta_p} (r - R_1) - \frac{P r_1^2}{2\eta_p} \ln \frac{r_1}{R_1} - \frac{\tau_0}{\eta_p} \times \\ \times r_1 \ln \frac{r_1}{R_1} + v_T. \end{aligned} \quad (6.37)$$

При $r=r_1$ $v_1=0$, откуда получим уравнение для определения r_1 :

$$\frac{P}{4\eta_p} (r_1^2 - R_1^2) + \frac{\tau_0}{\eta_p} (r_1 - R_1) - \frac{Pr_1^2}{2\eta_p} \ln \frac{r_1}{R_1} - \frac{\tau_0}{\eta_p} r_1 \times \\ \times \ln \frac{r_1}{R_1} + v_T = 0. \quad (6.38)$$

Если это выражение вычесть из соотношения (6.37), получим зависимость для v_1 в другой форме:

$$v_1 = -\frac{P}{4\eta_p} (r_1^2 - r^2) - \frac{\tau_0}{\eta_p} (r_1 - r) + \frac{Pr_1^2}{2\eta_p} \ln \frac{r_1}{r} + \frac{\tau_0 r_1}{\eta_p} \ln \frac{r_1}{r}. \quad (6.39)$$

Распределение напряжений

$$\tau = \frac{P}{2} \left(r - \frac{r_1^2}{r} \right) - \tau_0 \frac{r_1}{r}. \quad (6.40)$$

Расход жидкости (суммарный) будет равен

$$Q = 2\pi \int_{r_0}^{R_0} v(r) r dr + \pi r_0^2 v_0 + 2\pi \int_{R_1}^{r_1} v_1(r) r dr = \frac{\pi P}{8\eta_p} \left(-R_0^4 - \frac{16}{3} \times \right. \\ \times \frac{\tau_0^4}{P^4} + \frac{8}{3} \frac{\tau_0 R_0^3}{P} \left. \right) + \pi R_0^2 v_T + \frac{\pi P}{8\eta_p} (r_1^4 - R_1^4) + \frac{\pi \tau_0}{6\eta_p} (r_1^3 + \\ + 3r_1 R_1^2 - 4R_1^3) - \frac{\pi r_1 R_1^2}{\eta_p} \ln \frac{r_1}{R_1} \left(\frac{Pr_1}{2} + \tau_0 \right). \quad (6.41)$$

Используя ранее введенные обозначения и учитывая соотношения (6.4) и (6.38), получим следующую систему уравнений:

$$\frac{\bar{P}}{2} (\bar{r}_1^2 - \bar{R}^2) + (\bar{r}_1 - \bar{R}) - \bar{r}_1 (1 + \bar{P}r) \ln \frac{\bar{r}_1}{\bar{R}} + \bar{v}_T = 0; \quad (6.42)$$

$$\bar{P}^4 \bar{R}_0^4 + \frac{1}{3} - \frac{4}{3} \bar{P}^3 \bar{R}_0^3 - 4\bar{P}^3 \bar{R}^2 v_T - \bar{P}^4 (\bar{r}_1^4 - \bar{R}^4) - \\ - \frac{2}{3} \bar{P}^3 (\bar{r}_1^3 + 3\bar{r}_1 \bar{R}^2 - 4\bar{R}^3) + 4\bar{P}^3 \bar{r}_1 \bar{R}^2 (1 + \bar{P}r_1) \ln \frac{\bar{r}_1}{\bar{R}} = 0. \quad (6.43)$$

Подставляя первое уравнение во второе, получим

$$3\bar{P}^4 [(\bar{r}_1^2 - \bar{R}^2)^2 - \bar{R}_0^4] + \bar{P}^3 (4\bar{R}_0^3 + 2\bar{r}_1^3 + 4\bar{R}^3 - 6\bar{r}_1 \bar{R}^2) - 1 = 0. \quad (6.44)$$

Систему уравнений (6.42) и (6.44) можно решить численными методами с учетом условий

$$r_2 \gg R_2 \text{ и } r_1 < R_2; \text{ т. е. } \bar{r}_2 \gg 1 \text{ и } \bar{r}_1 < 1.$$

4. В узких кольцевых зазорах радиус r_1 может стать равным радиусу наружной трубы; это означает, что вся жидкость в кольцевом зазоре подвергнута сдвигу и увлечена подвижной трубой (см. рис. 6.6, з).

Для течения во внутренней трубе остаются справедливыми соотношения выведенные для предыдущих двух случаев. Распределение скоростей в кольцевом зазоре описывается уравнением (6.5), в котором константа A определяется с помощью граничного условия (6.3):

$$v_1 = \frac{P}{4\eta_p} (r^2 - R_1^2) + \frac{\tau_0}{\eta_p} (r - R_1) + v_T - \left[\frac{P}{4\eta_p} (R_2^2 - R_1^2) + \frac{\tau_0}{\eta_p} (R_2 - R_1) + v_T \right] \frac{\ln \frac{r}{R_1}}{\ln \frac{R_2}{R_1}}. \quad (6.45)$$

Распределение напряжений

$$\tau = \frac{P}{2} r - \left[\frac{P}{4} (R_2^2 - R_1^2) + \tau_0 (R_2 - R_1) + \eta_p v_T \right] \frac{1}{r \ln (R_2/R_1)}. \quad (6.46)$$

Расход жидкости

$$\begin{aligned} Q &= 2\pi \int_0^{R_0} v(r) r dr + \pi R_0^2 v_0 + 2\pi \int_{R_1}^{R_2} v_1(r) r dr = \\ &= \frac{\pi P}{8\eta_p} \left(-R_0^4 - \frac{16}{3} \frac{\tau_0^4}{P^4} + \frac{8}{3} \frac{\tau_0 R_0^3}{P} \right) + \pi R_0^2 v_T - \\ &- \frac{\pi P}{8\eta_p} (R_2^4 - R_1^4) - \frac{\pi \tau_0}{3\eta_p} (R_2^3 - R_1^3) - \pi R_1^2 v_T + \\ &+ \pi \frac{\frac{P}{4\eta_p} (R_2^2 - R_1^2) + \frac{\tau_0}{\eta_p} (R_2 - R_1) + v_T}{2 \ln (R_2/R_1)} (R_2^2 - R_1^2). \end{aligned} \quad (6.47)$$

Подставляя это выражение в уравнение (6.4), получим

$$\begin{aligned} v_T &= \left[\frac{P}{4\eta_p} (R_0^4 + R_2^4 - R_1^4) - \frac{2}{3} \frac{\tau_0}{\eta_p} (R_0^3 - R_2^3 + R_1^3) + \right. \\ &\left. + \frac{4\tau_0^4}{3\eta_p P^3} \right] \frac{\ln (R_2/R_1)}{R_2^2 - R_1^2} - \frac{P}{4\eta_p} (R_2^2 - R_1^2) - \frac{\tau_0}{\eta_p} (R_2 - R_1). \end{aligned} \quad (6.48)$$

С учетом ранее введенных обозначений уравнение (6.48) можно записать в безразмерном виде

$$\bar{v}_T = \left[\frac{\bar{P}}{2} (\bar{R}_0^4 - \bar{R}^4 + 1) - \frac{2}{3} (\bar{R}_0^3 + \bar{R}^3 - 1) + \frac{1}{6\bar{P}^3} \right] \frac{\ln \frac{1}{\bar{R}}}{1 - \bar{R}^2} - \frac{\bar{P}}{2} (1 - \bar{R}^2) - (1 - \bar{R}). \quad (6.49)$$

Это соотношение приемлемо при $r_1 > R_2$ ($\bar{r}_1 > 1$).

Для перемещающейся колонны труб с толщиной стенки $\delta = (R_1 - R_0) = 0,1 R_2$ при различных значениях R_1/R_2 уравнения (6.20) и (6.21), (6.20) и (6.35), (6.42) и (6.44), а также (6.49) решены численными методами; результаты решений представлены на рис. 6.10 и 6.11. Как и следовало ожидать, градиент давления \bar{P} увеличивается с повышением скорости движения колонны труб \bar{v}_T .

На рис. 6.12 показано влияние радиальных размеров кольцевого канала на величину \bar{P} . Когда нижний конец колонны труб закрыт, градиент давления \bar{P} увеличивается по мере уменьшения размера кольцевого зазора. Когда трубы открыты, давление достигает максимума при определенном значении R_1/R_2 , которое зависит от скорости ее перемещения \bar{v}_T . Было отмечено также, что открытые трубы относительно малого диаметра даже с очень тонкой стенкой ведут себя аналогично закрытым или заглушенным трубам (жидкость в их полости не подвержена сдвигу, случай 1).

Проявление в скважине той или иной из рассмотренных выше ситуаций зависит не только от соотношения радиальных размеров циркуляционных каналов, но и от реологических свойств жидкости, а также от скорости перемещения внутренней колонны труб. Если принять условия $\bar{r}_0 = \bar{R}_0$, $r_2 = 1$ и $\bar{r}_1 = 1$, то из уравнений (6.20) и (6.21), (6.20) и (6.35), (6.42) и (6.44) можно определить значения скорости v_T при которых происходит переход от одной ситуации к другой (рис. 6.13).

Для жидкостей Оствальда—де Валааля можно получить соотношение между v_T и P путем интегрирования уравнения (4.40) с граничными условиями (6.1)—(6.4).

Шух [15], Фонтено и Кларк использовали в уравнениях для этих жидкостей, как, впрочем, и для бингамовских, понятие эффективной (эквивалентной) скорости.

Скорость увлечения трубами жидкости в кольцевом пространстве вычисляется посредством интегрирования профиля скоростей течения ньютоновских жидкостей. При ламинарном движении эта скорость определяется по формуле

$$v_a = - \frac{1 - \bar{R}^2 + 2\bar{R}^2 \ln \bar{R}}{2(1 - \bar{R}^2) \ln \bar{R}} v_T = K v_T. \quad (6.50)$$

Полученное значение v_a совпадает со значением скорости, представленной в графической форме Беркхардтом. Эквивалент-

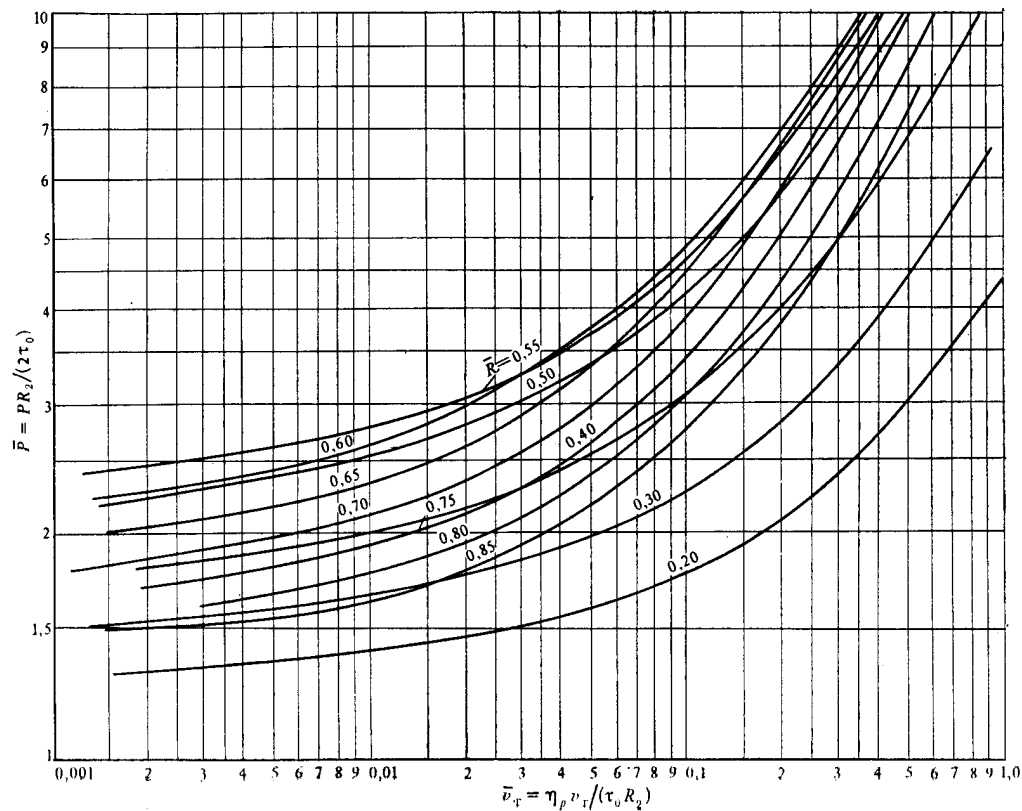


Рис. 6.10. Размеры кольцевого бесдвигового ядра течения при перемещении открытой трубы с толщиной стенки $\delta = (R_1 - R_0) = 0,1 R^2$ в бингамовской жидкости

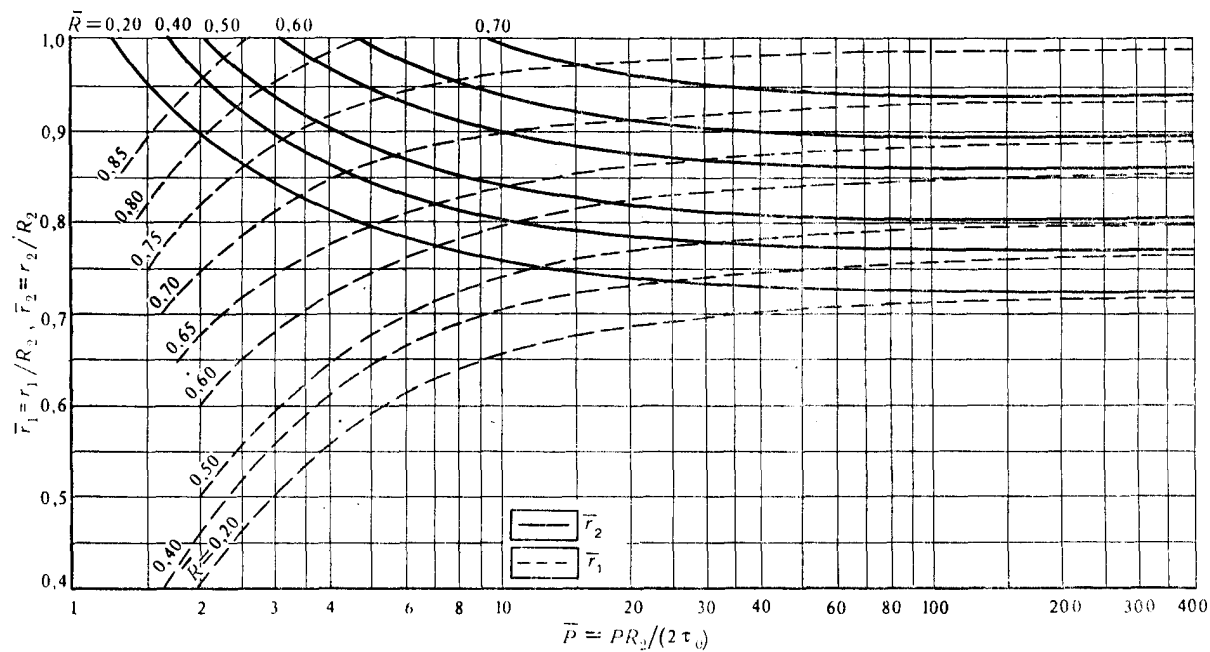


Рис. 6.11. Гидродинамическое давление, возникающее при перемещении (расхаживании) открытой трубы с толщиной стенки $\delta = (R_1 - R_0) = 0,1 R_2$ в бингамовской жидкости (ламинарное течение)

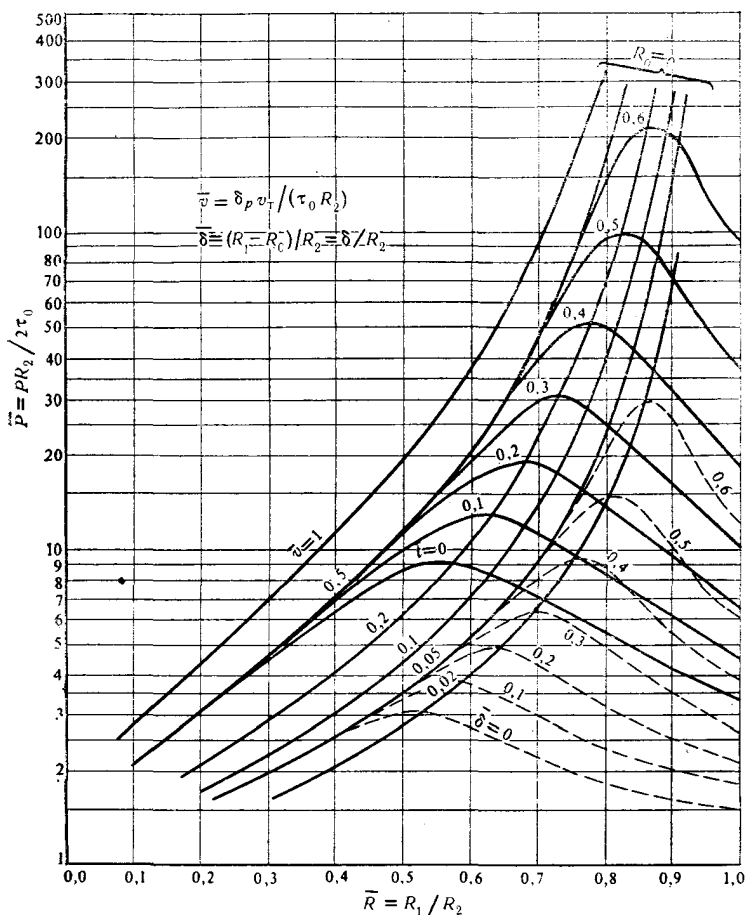


Рис. 6.12. Гидродинамическое давление в скважине, возникающее при перемещении труб с закрытым нижним концом

ная скорость в кольцевом пространстве при движении колонны с закрытым нижним концом определяется путем сложения средней скорости вытеснения и скорости увлечения жидкости

$$v_e = \left(\frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} + K \right) v_T. \quad (6.51)$$

Гидродинамические давления можно вычислить путем введения этой скорости в соотношения, установленные для неподвижных труб, например в формулу Дарси—Вейсбаха (4.47), в которой коэффициент λ зависит от характеристик жидкости и режима ее течения.

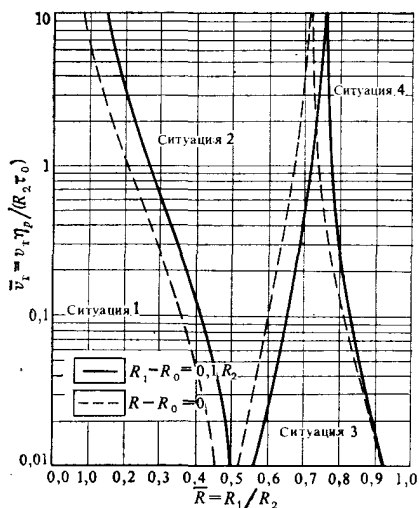


Рис. 6.13. Возможные ситуации при движении бингамовской жидкости в процессе перемещения колонны открытых труб в стволе скважины

вижной колонны относительно ее стенок, а через Q_e — расход восходящего потока жидкости в кольцевом пространстве. Их сумма равна расходу жидкости, вытесняемой из скважины подвижной колонной труб;

$$Q_i + Q_e = \pi R_1^2 v_T = Q. \quad (6.52)$$

Пусть

$$\beta = Q_i / Q. \quad (6.53)$$

Эффективная скорость в подвижной колонне труб

$$v_i = \frac{Q_i}{\pi R_0^2} = v_T \frac{R_1^2}{R_0^2}. \quad (6.54)$$

Эффективная скорость в кольцевом пространстве

$$v_e = \frac{Q_e}{\pi (R_2^2 - R_1^2)} + K v_T = \left[(1 - \beta) \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} + K \right] v_T. \quad (6.55)$$

Задача решается методом последовательных приближений, если принимать различные соотношения Q_i / Q_e и определять перепады гидродинамических давлений Δp_e и Δp_i . Расчеты ведут до тех пор, пока не будет выполнено условие $\Delta p_e \approx \Delta p_i$.

Если зависимость для давления p_e выразить через $\alpha_e Q_e^2$, то можно получить такое соотношение:

$$\alpha_e Q_e^2 = \frac{\Delta p_e + \Delta p_i}{2}, \quad (6.56)$$

Для колонны труб с открытым нижним концом скорость увлечения жидкости в кольцевом пространстве определяется с помощью соотношения (6.50), а внутри самих труб она равна скорости перемещения колонны. Скорости течения вытесняемой жидкости определить гораздо труднее. Жидкость течет как через кольцевое пространство, так и через подвижную колонну труб с расходами, которые зависят от гидравлических сопротивлений этих каналов. Непременным условием в этом случае является равенство перепадов давления внутри подвижной колонны труб и в кольцевом пространстве.

Обозначим через Q_i расход жидкости, текущей внутри под-

откуда следует, что

$$Q_e = \sqrt{\frac{\Delta p_e + \Delta p_i}{2\alpha_e}}. \quad (6.57)$$

Процесс итераций продолжают до тех пор, пока разница между Δp_e и Δp_i не станет пренебрежимо малой. Для начала допускается $v_i = 0$ ($\Delta p_i = 0$), а v_e определяется с помощью соотношения (6.51).

Методом последовательных приближений решается также задача о перемещении колонны труб с неравномерным проходным сечением, когда возможно влияние местных сопротивлений. Подбираются различные соотношения расходов течения жидкости через оба канала, пока не сравняются значения суммарных перепадов давления внутри колонны труб и в кольцевом пространстве. Следует отметить, что в данном случае скорости течения в различных проходных сечениях неодинаковы.

В работе [20] рассмотрен пример перемещения в скважине колонны утяжеленных буровых труб. Фонтено и Кларк разработали программу для ЭВМ, учитывающую десять различных значений площади поперечного сечения. В программе предполагается наличие циркуляции бурового раствора, а также изменение его реологических свойств с глубиной.

Пример 6.1. Колонна обсадных труб наружным диаметром $D_e = 140$ мм и длиной $L = 3000$ м спускается со скоростью 1 м/с в скважину диаметром $D_s = 190$ мм. Колонна снабжена башмаком с обратным клапаном. Буровой раствор в скважине имеет следующие характеристики: $\eta_p = 20$ мПа·с, $\tau_0 = 7$ Па, плотность $\rho_n = 1300$ кг/м³. Определить давление у нижнего конца колонны и эквивалентную плотность бурового раствора.

Решение. Пусть режим течения ламинарный. Используя соотношения (6.19), найдем, что $\bar{R} = 70/95 = 0,737$ и $\bar{v}_T = 0,0301$.

Из графиков (см. рис. 6.7) следует, что $\bar{P} = 9,7$, а из соотношения (6.19) —

$$P = \frac{2\tau_0 \bar{P}}{R_2};$$

$$P = \frac{2 \cdot 7 \cdot 9,7}{0,095} = 1429 \text{ Па.}$$

Давление у башмака колонны

$$p = \rho_n g L + P \cdot L;$$

$$p = 1300 \cdot 9,81 \cdot 3000 + 1429 \cdot 3000 = 42,55 \text{ МПа.}$$

Согласно уравнению (1.7), эквивалентная плотность бурового раствора

$$\rho_{ec} = \frac{P}{gL};$$

$$\rho_{ec} = \frac{42,55 \cdot 10^6}{9,81 \cdot 3000} = 1446 \text{ кг/м}^3.$$

Если воспользоваться понятием эквивалентной скорости, из выражений (6.50) и (6.51) получим $K = 0,449$ и $v_e = 1,637$ м/с.

Из соотношений (4.143) и (4.144) найдем, что $Re=5320$ и $Bi=10,7$. Из графиков (см. рис. 4.12) видно, что режим течения ламинарный и $\lambda=0,042$. По формуле Дарси — Вейсбаха (4.47) определим перепад давления:

$$\Delta p = \lambda \frac{v_e^2}{2} \frac{L}{D_s - D_c} \rho_n;$$

$$\Delta p = 0,042 \frac{1,637^2}{2} \frac{3000}{0,19 - 0,14} 1300 = 4,39 \text{ МПа}$$

и давление на забое

$$p = 38,26 + 4,39 = 42,65 \text{ МПа.}$$

Оба полученных значения давления практически совпадают.

Пример 6.2. Колонна бурильных труб диаметром 114 мм с толщиной стенки $\delta=10,9$ мм и длиной $L=4000$ м спускается со скоростью $v_T=1,2$ м/с в скважину диаметром $D_s=212,7$ мм. Буровой раствор в скважине имеет следующие характеристики: $\rho_n=1800$ кг/м³, $\eta_p=40$ мПа·с и $\tau_0=9$ Па. Определить величину давления, если сначала нижний конец колонны бурильных труб закрыт, затем открыт, а также распределение скоростей в последнем случае.

Решение. Из соотношений (6.19) вычисляем $\bar{R}=0,536$, $\bar{r}=(R_1-R_0)/R_2=0,102$ и $v_T=0,05$.

Из графиков на рис. 6.7 определим, что $\bar{P}_1=3,8$, а из рис. 6.10 $\bar{P}_d=3,65$.

Перепад давления в скважине

$$\Delta p_i = \frac{2\tau_0 \bar{P}_i L}{R_2};$$

$$\Delta p_i = \frac{2 \cdot 9 \cdot 3,8 \cdot 4000}{0,1063} = 2,58 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_d = \frac{2\tau_0 \bar{P}_d L}{R_2};$$

$$\Delta p_d = \frac{2 \cdot 9 \cdot 3,65 \cdot 4000}{0,1063} = 2,47 \text{ МПа.}$$

Можно видеть, что оба значения довольно близки между собой: открытые трубы, хотя и с относительно тонкими стенками, в данном случае ведут себя аналогично закрытым.

Из графиков (см. рис. 6.11) определим: $\bar{r}_1=0,66$ и $\bar{r}_2=0,93$, а $r_1=70$ мм и $r_2=99$ мм $< 106,3$ мм $=R_2$. С помощью соотношения (6.24) вычислим радиус жесткого ядра течения внутри колонны бурильных труб

$$r_0 = \frac{2\tau_0}{P} = \frac{R_2}{P};$$

$$r_0 = \frac{0,1063}{3,65} = 0,0291 \text{ м} < 0,0461 = R_0.$$

Скорость движения жесткого ядра определим по формуле (6.23)

$$v_0 = \frac{2,47 \cdot 10^6 (0,0461^2 - 0,0291^2)}{4000 \cdot 4 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} + \frac{9 (0,0461 - 0,0291)}{40 \cdot 10^{-3}} + 1,2 = 0,091 \text{ м/с.}$$

Скорость жесткого ядра течения в кольцевом пространстве из выражения (6.7)

$$u_0 = \frac{2,47 \cdot 10^6 (0,070^2 - 0,057^2)}{4000 \cdot 4 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} + \frac{9 (0,070 - 0,057)}{40 \cdot 10^{-3}} - \\ - \frac{2,14}{40 \cdot 10^{-3}} \ln \frac{0,070}{0,057} + 1,2 \approx -0,5 \text{ м/с.}$$

Согласно равенству (6.13)

$$A = \frac{2,47 \cdot 10^6}{4000 \cdot 2} 0,070 \cdot 0,099 = 2,14 \text{ Па.}$$

Распределение скоростей представлено на рис. 6.6, в.

6.3.2. Турбулентное течение

Хотя и не совсем обоснованно, но предполагается, что профиль скорости при турбулентном режиме течения не зависит от реологических характеристик жидкости.

Поэтому будем считать, что при увлечении жидкости подвижной колонной труб скорость в кольцевом пространстве изменяется линейно в зависимости от радиуса:

$$v = \frac{R_2 - r}{R_2 - R_1} v_T. \quad (6.58)$$

Посредством интегрирования вычисляется средняя скорость

$$v_a = \frac{2\pi}{\pi (R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} v(r) r dr = \frac{R_2^2 + R_2 R_1 - 2R_1^2}{3 (R_2^2 - R_1^2)} v_T = K v_T. \quad (6.59)$$

Ее значение зависит от R_1/R_2 и меняется от 0,45 до 0,5 при изменении R_1/R_2 в диапазоне 0,4—1. Часто в расчетах принимается постоянное значение $v_a = 0,5$ [7, 8].

Эффективная скорость течения для труб с закрытым нижним концом

$$v_e = \frac{R_2^2 + R_2 R_1 - 2R_1^2}{3 (R_2^2 - R_1^2)} v_T + \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} v_T = \frac{R_2^2 + R_2 R_1 + R_1^2}{3 (R_2^2 - R_1^2)} v_T. \quad (6.60)$$

Когда нижний конец колонны труб открыт, из выражений (6.55) и (6.59) получим эффективную скорость в кольцевом пространстве:

$$v_e = \left[\frac{R_2^2 + R_2 R_1 + R_1^2}{3 (R_2^2 - R_1^2)} - \beta \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \right] v_T. \quad (6.61)$$

Для внутренней полости колонны труб остается справедливым соотношение (6.54).

Перепад давления вычисляется по формуле Дарси — Вейсбаха методом последовательных приближений, как и в случае ламинарного режима течения. Коэффициенты λ_i и λ_e , а также условия перехода от ламинарного режима течения к турбулентному определяются с помощью соотношений, полученных в главе 4.

Для ньютоновских жидкостей пример решения, учитывающий профиль скорости течения, приведен в работе [9]

Пример 6.3. В скважину диаметром $D_s=220$ мм спускается колонна обсадных труб длиной $L=1000$ м и диаметром $D_c=194$ мм. В скважину закачивается буровой раствор, реологическое поведение которого подчиняется модели Оствальда — де Ваала, с характеристиками: $\rho_n=1250$ кг/м³, $K=0,1$ Па·с^{*n*} и $n=0,75$. Башмак колонны снабжен обратным клапаном. Скорость спуска $v_T=1$ м/с. Рассчитать давление у башмака колонны.

Решение. Режим течения предполагается турбулентным. Используя соотношение (6.60), определим эффективную скорость в кольцевом пространстве:

$$v_e = \frac{0,110^2 + 0,110 \cdot 0,097 + 0,097^2}{3(0,110^2 - 0,097^2)} \cdot 1 \approx 4 \text{ м/с.}$$

Вычислим значение критерия Re с помощью соотношения (4.161) для относительно узких кольцевых зазоров:

$$Re = 12^{1-0,75} \left(\frac{3 \cdot 0,75}{2 \cdot 0,75 + 1} \right)^{0,75} \frac{(0,220 - 0,194)^{0,75}}{0,1} \cdot 4^{2-0,75} \cdot 1250 = 7874.$$

Из графиков (см. рис. 4.26) следует, что режим течения действительно является турбулентным и $\lambda=0,0275$.

По формуле Дарси — Вейсбаха определим перепад давления

$$\Delta p_s = 0,0275 \frac{4^2}{2} \frac{1000}{0,220 - 0,194} 1250 = 10,7 \text{ МПа.}$$

Пример 6.4. Схема конструкции скважины представлена на рис. 6.14. При спуске буровой колонны со скоростью 1,2 м/с произошел гидроразрыв пласта под башмаком обсадной колонны диаметром 177,8 мм, свидетельством его явилось прекращение циркуляции бурового раствора. Характеристики бурового раствора в скважине: $\rho_n=2000$ кг/м³; пластическая вязкость $\eta_p=45$ МПа·с и динамическое напряжение сдвига $\tau_0=10$ Па. Определить давление гидроразрыва в предположении, что наиболее уязвимый пласт находится у забоя скважины.

Решение. Необходимо рассчитать гидродинамические давления, вызванные восходящим движением раствора через кольцевое пространство и через внутреннюю полость буровой колонны. Это давление передается до забоя скважины.

Как видно из рис. 6.14, буровая колонна состоит из четырех секций различного поперечного сечения.

В качестве первого приближения допускаем, что буровая колонна имеет закрытый нижний конец. Гидродинамическое давление на забое определяется суммой потерь давления в кольцевом пространстве по длине всех четырех секций колонны.

В пределах первой секции (от устья скважины) эффективная скорость из уравнения (6.51)

$$v_e = \left(\frac{0,127^2}{0,220^2 - 0,127^2} + 0,4102 \right) 1,2 = 1,092 \text{ м/с,}$$

причем

$$K = - \frac{1 - \left(\frac{0,127}{0,220} \right)^2 + 2 \left(\frac{0,127}{0,220} \right)^2 \ln \frac{0,127}{0,220}}{2 \left[1 - \left(\frac{0,127}{0,220} \right)^2 \right] \ln \frac{0,127}{0,220}} =$$

$$= 0,4102.$$

Критерий Рейнольдса согласно уравнению (5.143)

$$Re = \frac{v_e (D_2 - D_1) \rho_n}{\eta_p};$$

$$Re = \frac{1,0 (0,220 - 0,127) \cdot 1,092 \cdot 2000}{0,045} = 4514.$$

Критерий Бингама из формулы (4.144)

$$Bi = \frac{\tau_0 (D_2 - D_1)}{v_e \eta_p};$$

$$Bi = \frac{10 (0,220 - 0,127)}{1,092 \cdot 0,045} = 18,9.$$

Из графиков (см. рис. 4.12) найдем, что $\lambda = 0,068$ (ламинарный режим). По формуле Дарси — Вейсбаха искомым перепад давления

$$\Delta p_{e,1} = \frac{\lambda v_e^2 L \rho_n}{2 (D_2 - D_1)};$$

$$\Delta p_{e,1} = \frac{0,068 \cdot 1,092^2 \cdot 1800 \cdot 2000}{2 (0,220 - 0,127)} =$$

$$= 1,57 \text{ МПа}.$$

Близкое к этому значение $\Delta p_{e,1}$ получается и при использовании графиков на рис. 6.7. Аналогичным образом вычисляются потери давления и в остальных секциях кольцевого пространства: $\Delta p_{e,2} = 0,59$ МПа; $\Delta p_{e,3} = 1,0$ МПа и $\Delta p_{e,4} = 0,33$ МПа. Суммарные потери давления $\Delta p_e = 3,5$ МПа.

Фактически же эти потери будут меньше, поскольку часть раствора перемещается через внутреннюю полость буровой колонны. Предположим, что эта часть составляет 20 % вытесняемого раствора.

Для первой секции

$$v_t = 0,2 \frac{0,127^2}{0,109^2} \cdot 1,2 = 0,326 \text{ м/с};$$

$$Re = \frac{0,326 \cdot 0,109 \cdot 2000}{0,045} = 1578;$$

$$Bi = \frac{10 \cdot 0,109}{0,326 \cdot 0,045} = 74,3.$$

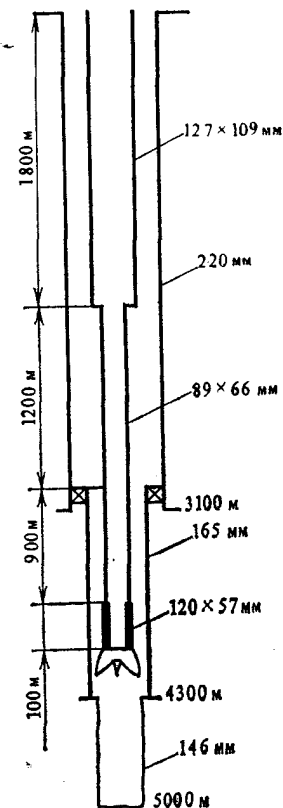


Рис. 6.14. Конструкция скважины и размеры колонны буровых труб (для условий примера 6.4)

Из графиков (см. рис. 4.4) найдем: $\lambda=0,49$ (ламинарный режим). Потери давления

$$\Delta p_{i1} = \frac{0,49 \cdot 0,326^2 \cdot 1800 \cdot 2000}{2 \cdot 0,109} = 0,86 \text{ МПа.}$$

Аналогичным образом ведется расчет и по остальным секциям: $\Delta p_{i2} = 1,04$ МПа; $\Delta p_{i3} = 0,78$ МПа; $\Delta p_{i4} = 0,12$ МПа. У замковых соединений, благодаря низкой скорости течения, потери давления незначительны. Невелики они и в насадках долота.

Итак

$$v_0 = 0,2 \frac{D_1^2}{3d_0^2} v_T;$$

$$v_0 = 0,2 \frac{0,120^2}{3 \cdot 0,010^2} 1,2 = 11,52 \text{ м/с.}$$

Используя $\varphi=0,8$ (прямые кромки), найдем

$$\Delta p_{os} = \frac{1}{0,8^2} \frac{11,52^2}{2} 2000 = 0,21 \text{ МПа.}$$

Суммарные потери давления в бурильной колонне $\Delta p_i = 3,01$ МПа.

Повторяя расчеты и для кольцевого пространства при $Q_e = 0,80Q$, найдем: $\Delta p_{e,1} = 1,50$ МПа; $\Delta p_{e,2} = 0,56$ МПа; $\Delta p_{e,3} = 0,95$ МПа и $\Delta p_{e,4} = 0,3$ МПа. Их сумма $\Delta p_e = 3,31$ МПа. Как видим, оба конечных значения давления очень близки. Вероятный перепад давления $\Delta p_e = \Delta p_i = \Delta p = 3,2 \div 3,3$ МПа.

Давление разрыва пласта

$$p_{fis} = \rho_n g H + \Delta p;$$

$$p_{fis} = 2000 \cdot 9,81 \cdot 5000 + 33 = 101,4 \text{ МПа,}$$

а эквивалентная плотность раствора $\rho_e = 2067,3 \text{ кг/см}^3$.

Интересно проследить за изменением уровня жидкости при спуске колонны с открытым нижним концом. Для упрощения рассмотрим случай с трубами незначительной толщины при погружении их в ньютоновскую жидкость. Интегрируя уравнение (6.22), определим среднюю скорость в колонне труб

$$v_m = - \frac{PR_1^2}{8\eta} + v_T. \quad (6.62)$$

Если использовать выражение (6.34) с условием $R_0 = R_1$, то

$$v_m = \left[1 - \frac{(R_2^2 - R_1^2) R_1^2}{2R_2^2 \left[\ln \frac{R_2}{R_1} - (R_2^2 - R_1^2)^2 \right]} \right] v_T. \quad (6.63)$$

Нетрудно доказать, что при $R_1/R_2 = 0,572$ $v_m = 0$. Следовательно, в этом случае уровень жидкости сохраняется неизменным как в колонне труб, так и в кольцевом пространстве. При значениях $R_1/R_2 = 0,572$ $v_m > 0$ и уровень жидкости в колонне повышается, а в кольцевом пространстве понижается. И наоборот, для колонны труб малого диаметра уровень жидкости в кольцевом пространстве повышается, а внутри колонны понижается.

Это явление отмечается и для неньютоновских жидкостей в трубах с очень тонкими стенками. При определенных значениях R_0 и R_1 уровень жидкости в скважине поднимается с одинаковой скоростью в обоих каналах пропорционально вытесняемому объему жидкости. В случае узких кольцевых зазоров жидкость будет подниматься через подвижную колонну труб, а если диаметр труб мал, то жидкость будет подниматься по кольцевому зазору.

Такие явления действительно можно наблюдать в скважине, особенно если буровой раствор вязкий, а скорость спуска колонны труб высокая. Например, при спуске длинной обсадной колонны без обратного клапана буровая жидкость вытекает через внутреннюю полость обсадных труб; для буровиков это явление весьма нежелательно. Такой же перелив жидкости происходит и при подъеме бурильной колонны с высокой скоростью. Наоборот, при быстром спуске бурильной колонны объем раствора, вышедший из скважины, превышает объем труб; уровень в бурильных трубах понижается, а если при этом и сопротивление геля высокое, то трубы остаются частично пустыми и во время свинчивания (см. также раздел 6.8).

Пример 6.5. В скважину диаметром $D_s=311$ мм спускается обсадная колонна наружным диаметром $D_c=245$ мм и толщиной стенки $\delta=11$ мм. Обратный клапан башмака снят, чтобы предотвратить его закупорку. Характеристики бурового раствора таковы: $\rho_n=1200$ кг/м³, $\eta_p=15$ мПа·с и $\tau_0=5$ Па. Требуется проверить, возможен ли перелив бурового раствора из обсадных труб при скорости спуска колонны $v_T=0,5$ м/с. Минимальное расстояние от уровня жидкости (при переливе) до верхнего конца колонны труб в конце спуска должно быть 2 м.

Решение. Используя соотношения (6.19), вычислим

$$\bar{R} = 0,79; \quad \bar{\delta} = 0,071; \quad \bar{v}_T = 0,00965.$$

Не допуская слишком большой ошибки, воспользуемся графиками на рис. 6.10 (для $\bar{\delta}=0,1$). Определим $\bar{P}=1,8$; $P=116$ Па/м. Из графиков (см. рис. 6.11) следует, что $\bar{v}_1=0,873$, а $v_2>1$. Это означает, что жидкость поднимается только через внутреннюю полость колонны обсадных труб.

С помощью соотношения (6.24) определим радиус бессдвигового ядра течения раствора внутри колонны:

$$r_0 = \frac{2\tau_0}{P} = \frac{R_2}{P};$$

$$r_0 = \frac{0,1555}{1,8} = 0,0864 \text{ м.}$$

Поскольку $R_0=0,1225-0,011=0,1115$ м, бессдвиговое ядро течения занимает почти все проходное сечение колонны. Его скорость, согласно выражению (6.23),

$$v_0 = \frac{116}{4 \cdot 15 \cdot 10^{-3}} (0,1115^2 - 0,0864^2) +$$

$$+ \frac{5}{15 \cdot 10^{-3}} (0,1115 - 0,0864) + 0,5 = -0,73 \text{ м/с.}$$

Если предположить, что длина последней свинченной обсадной трубы равна 8 м, и не принимать во внимание периоды ускорения и торможения при движении колонны, то длительность спуска одной трубы составит 16 с. За это время жесткое ядро течения поднимется на расстояние $16 \cdot 0,73 = 11,68$ м, что превышает длину одной секции. Следовательно, будет происходить перелив раствора из колонны обсадных труб.

В действительности средняя скорость подъема жидкости в обсадных трубах несколько меньше 0,73 м/с. Кроме того, в полученных выше соотношениях предполагалось, что уровень жидкости внутри колонны труб и в кольцевом пространстве одинаков. Однако существующая разница в уровнях уменьшает высоту подъема раствора в колонне.

Несомненно одно, что при скоростях спуска колонны более 0,5 м/с явление перелива не прекратится, а с увеличением глубины спуска еще более усилится.

6.4. СВОБОДНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ТЕЛА

Такие ситуации возникают при спуске в скважину керноотборного снаряда, при использовании вискозиметров с падающим цилиндром и т. д. В частности, важно знать скорость падения и создаваемый дополнительный перепад давления.

Предположим, что полый цилиндр свободно падает в жидкости, находящейся в другом цилиндре. Обозначим через ρ_1 плотность жидкости и через ρ_2 плотность материала, из которого изготовлен подвижный цилиндр. Остальные обозначения и положительное направление оси z показаны на рис. 6.6.

Запишем уравнение динамического равновесия подвижного цилиндра

$$2\pi R_1 \tau_e L + 2\pi R_0 \tau_i L + \pi (R_1^2 - R_0^2) (\rho_1 - \rho_2) + \pi \rho g (R_1^2 - R_0^2) L = 0, \quad (6.64)$$

где τ_e — напряжение сдвига на наружной стенке цилиндра; τ_i — напряжение сдвига на внутренней стенке цилиндра.

Ограничимся рассмотрением ламинарного стационарного течения бингамовской жидкости. В данном случае τ_e можно определить из уравнения (6.11) или (6.12) при $r = R_1$, а τ_i — из уравнения (6.25). Необходимо отметить, что уравнения описывают напряжения, ориентированные в направлении оси z и действующие на поверхности, внешней нормалью которых является \vec{r} ; поэтому τ_i будет введена с измененным знаком. С учетом соотношений (4.6) и (4.11) получим

$$P = g \frac{(\rho_2 - \rho_1) (R_1^2 - R_0^2)}{r_1 r_2}. \quad (6.65)$$

Четыре ситуации, которые рассматривались в предыдущем разделе (см. рис. 6.6), могут встретиться и в данном случае. Условия их проявления, помимо поперечных размеров каналов и реологических характеристик жидкости, зависят также от разницы плотностей $(\rho_2 - \rho_1)$. Установленные в предыдущем разделе соотношения остаются справедливыми, однако ско-

рость движения цилиндра в данном случае неизвестна и необходимо еще одно уравнение (6.65).

Если ввести безразмерный параметр

$$\bar{\rho} = \frac{g(\rho_2 - \rho_1) R_2}{2\tau_0} \quad (6.66)$$

и учесть соотношения (6.19), то выражение (6.65) примет вид

$$\bar{P} = \frac{\bar{\rho}(\bar{R}_1^2 - \bar{R}_0^2)}{\bar{r}_1 \bar{r}_2}; \quad (6.67)$$

исключая \bar{r}_1 с помощью уравнения (6.14), получим

$$\bar{P} = \frac{\bar{\rho}(\bar{R}_1^2 - \bar{R}_0^2) + \bar{r}_2}{\bar{r}_2^2}. \quad (6.68)$$

Для труб с закрытым нижним концом ($R_0=0$) предстоит решить систему уравнений (6.20), (6.21) и (6.68). Неизвестными являются \bar{r}_2 , \bar{v}_T и \bar{P} . Путем расчета численными методами была построена номограмма, представленная на рис. 6.15. Вместе с графиками на рис. 6.7 и 6.8 она позволяет решить поставленную задачу. Если жидкость ньютоновская, то из соотношений (6.33), (6.34) и (6.65) получим

$$v_T = \frac{g(\rho_2 - \rho_1) R_1^2 \left[(R_2^2 + R_1^2) \ln \frac{R_2}{R_1} - (R_2^2 - R_1^2) \right]}{2\eta(R_2^2 + R_1^2)}; \quad (6.69)$$

$$P = \frac{2g(\rho_2 - \rho_1) R_1^2}{R_2^2 + R_1^2}. \quad (6.70)$$

Соотношения (6.69) и (6.70) с приемлемой степенью точности можно использовать и для ньютоновских жидкостей при условии, что кольцевой зазор достаточно узок.

Для турбулентного течения можно использовать понятие эквивалентной скорости, рассмотренное в предыдущем разделе.

В работе [9] исследована задача о падении и подъеме закрытого цилиндра с одновременной закачкой в скважину бингамовской жидкости с расходом Q_p . Задача решена аналогичным образом с той лишь разницей, что в уравнение материального баланса (6.4) введена величина Q_p .

Свободное движение цилиндра в скважине, заполненной жидкостью, реологическое поведение которой подчиняется модели Оствальда — де Ваала, исследовано в работе [21].

Пример 6.6. Определить время спуска до забоя съемной грунтоноски массой $m=17,1$ кг, наружным диаметром $d_e=55,6$ мм и длиной $l=1,525$ м через бурильные трубы внутренним диаметром $d_i=60,3$ мм и длиной $L=500$ м. Характеристики бурового раствора в бурильных трубах: $\rho_1=1150$ кг/м³, $\eta_p=8$ мПа·с и $\tau_0=2$ Па.

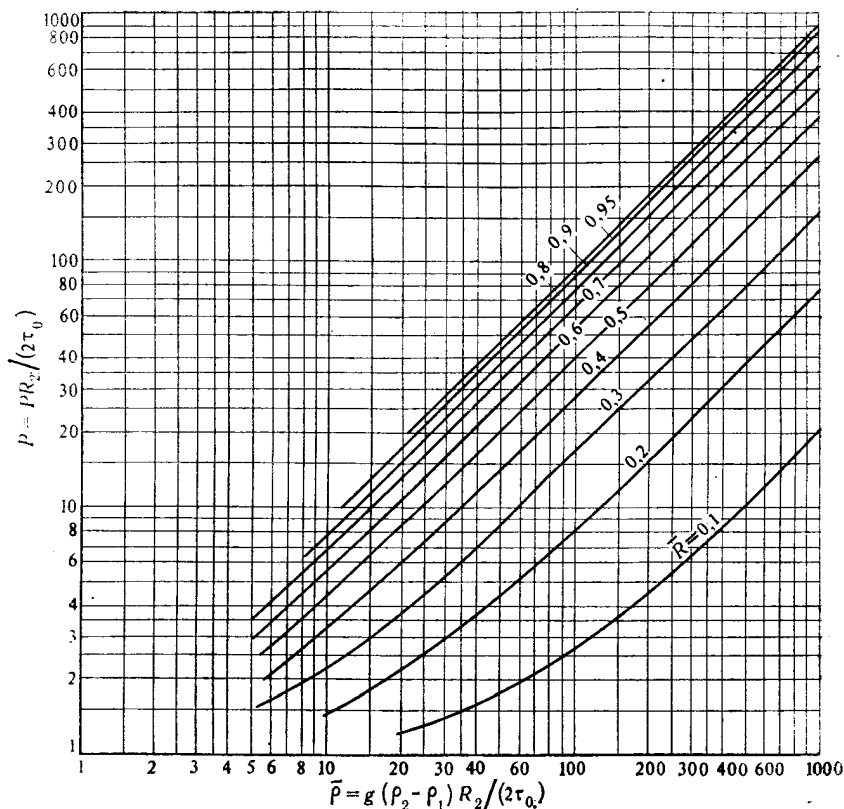


Рис. 6.15. Давление, возникающее при свободном падении цилиндра

Решение.

Средняя плотность керноприемного снаряда

$$\rho_2 = \frac{m}{V};$$

$$\rho_2 = \frac{4 \cdot 17,1}{3,14 \cdot 0,0556^2 \cdot 1,525} = 4618 \text{ кг/м}^3.$$

Используя соотношение (6.66), получим

$$\bar{\rho} = \frac{9,81(4618 - 1150) \cdot 0,03015}{2 \cdot 2} = 256,4.$$

Согласно графикам (см. рис. 6.15), значению $\bar{R} = 0,922$ соответствует $\bar{P} = 235$, а из соотношения (6.7) следует, что $\bar{v}_T = 0,037$.

Из соотношения (6.19) найдем $v_T = 0,28$ м/с и $P = 31\,200$ Па/м.

Близкие результаты получаются и для ньютоновской жидкости из соотношений (6.69) и (6.70).

Время падения

$$t = \frac{L}{v_T};$$

$$t = \frac{500}{0,28} = 1785 \text{ с} \approx 30 \text{ мин.}$$

В данном случае перепад давления $\Delta p = Pl = 31 \cdot 200 \cdot 1,525 = 47,5 \text{ кПа}$.

Можно доказать, что режим течения ламинарный. Действительно, из уравнений (6.50) и (6.51) найдем, что $v_e = 1,72 \text{ м/с}$, а из выражения (4.143) — $Re = 1060$. По формуле (4.145) вычислим значение критерия $Ne = 725$, а из графиков (см. рис. 4.20) определим $Re_{cr} = 2900$, что превышает значение $Re = 1060$.

6.5. ВЛИЯНИЕ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА

В работе [5] приближенно определены перепады давления при проведении технологических операций с колонной труб, эксцентрично расположенных в скважине, заполненной вязкой ньютоновской жидкостью. Путем использования соотношения из предыдущего раздела можно показать, что

$$P = \frac{4\eta (R_2^2 - R_1^2 - h'^2) v_T}{(R_2^4 - R_1^4) \ln [(R_2^2 - h_1'^2)/R_1 R_2] - (R_2^2 - R_1^2 - h'^2)^2}. \quad (6.71)$$

В данном случае h' — расстояние между осями двух цилиндров (труб): неподвижного и подвижного. Когда $h' = 0$, соотношение (6.71) совпадает с выражением (6.34), которое получено для труб с закрытым нижним концом.

Если одновременно со спуско-подъемными операциями осуществляется циркуляция жидкости, то к давлению, рассчитанному по формуле (6.71), необходимо добавить потери давления, вызванные циркуляцией.

Если через P_0 обозначить градиент давления для случая концентричного расположения труб, то можно оценить влияние эксцентриситета на гидродинамическое давление в скважине:

$$\frac{P}{P_0} = \frac{(R_2^2 - R_1^2 - h'^2) [(R_2^2 + R_1^2) \ln (R_2/R_1) - (R_2^2 - R_1^2)]}{(R_2^4 - R_1^4) \ln [(R_2^2 - h_1'^2)/R_1 R_2] - (R_2^2 - R_1^2 - h'^2)^2}. \quad (6.72)$$

Изменение отношения P/P_0 в зависимости от эксцентриситета $\bar{h}' = h'/R_2$ для различных значений $\bar{R} = R_1/R_2$ иллюстрируется на рис. 6.16. Можно заметить, что гидродинамические давления при перемещениях эксцентричных колонн труб значительно меньше, чем при перемещении концентричных труб.

Все сказанное выше в общем справедливо и для случая использования в качестве буровых растворов жидкостей с более сложными реологическими характеристиками.

6.6. ВЛИЯНИЕ ПРОНИЦАЕМОСТИ СТЕНОК СКВАЖИНЫ

В необсаженной части ствола скважины ее стенки более или менее проницаемы. Отрицательные последствия импульсов давления, обусловленных движением колонны труб, в какой-то мере смягчаются благодаря инфильтрации части жидкости в проницаемые пласты.

Согласно экспериментам, проведенным Поляковым и Колокольцевым [22], при наличии в разрезе пористого пласта мощностью h и проницаемостью k перепады давления в скважине, заполненной жидкостью вязкостью η , можно определить с помощью эмпирического соотношения

$$\Delta p_p = \Delta p_0 \left\{ 1 - \frac{0,985}{\exp \left[\left(1,7 \frac{kh}{\eta} + 4 \right) / \left(\frac{kh}{\eta} \right)^2 \right]} \right\}, \quad (6.73)$$

где Δp_0 — перепад давления при отсутствии проницаемого пласта в разрезе скважины.

Приведенные в этом разделе соотношения представлены графически на рис. 6.17.

Этот эффект исследовал также Гусейнов [23], который получил зависимость для определения давления в скважине в присутствии одного или двух проницаемых пластов с различными поровыми давлениями и давлениями разрыва пород, что приводит иногда к осложнениям в скважине (приток пластовых флюидов или поглощения бурового раствора).

Однако следует отметить, что влияние проницаемости стенок скважины значимо только при больших значениях коэффициента гидропроводности kh/η , встречающихся при инфильтрации воды или бурового раствора через пористые или тре-

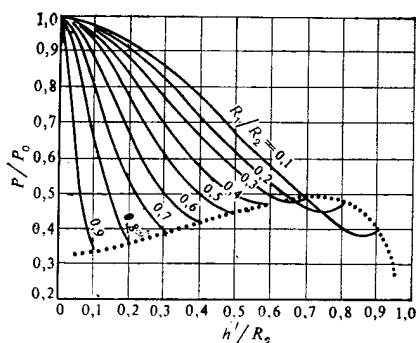


Рис. 6.16. Влияние эксцентриситета (h'/R_2) на градиент давления в скважине

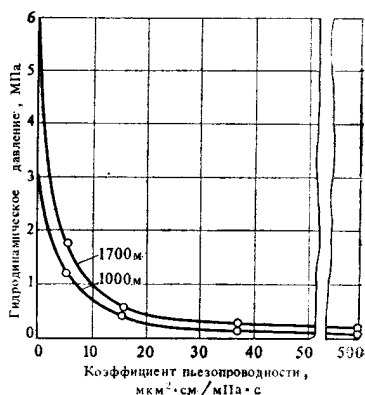


Рис. 6.17. Влияние проницаемости стенок скважины на избыточное давление, создаваемое движением труб [22]

щиноватые пласты. При наличии кольматационной корки, которая, как правило, имеет очень низкую проницаемость (порядка нескольких нм^2), влияние водоотдачи незначительно, кроме случаев поступления раствора в трещины, образовавшиеся при гидроразрыве пластов [24].

6.7. НЕСТАЦИОНАРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В СКВАЖИНЕ. ВОЛНЫ ДАВЛЕНИЯ

Начальный и конечный периоды подъема или спуска колонны труб, как известно, сопряжены с нестационарным характером движения жидкости в скважине. То же самое происходит при пуске и остановке буровых насосов. В случае резкого изменения скорости течения жидкости (или расхода) могут возникнуть даже пики давления в виде ударных волн, которые накладываются на давления, обусловленные трением и инерцией. Волны давления появляются также при резком закрытии или открытии циркуляционных каналов, находящихся под давлением, например при посадке цементировочной пробки в конце процесса цементирования, при резкой разгерметизации башмака обсадной колонны и т. п.

Пульсации давления в циркуляционной системе скважины наблюдаются и в процессе работы поршневых насосов.

В принципе давления при нестационарном движении жидкости определяются решением системы общих уравнений с соответствующими граничными условиями. При анализе распространения волн давления следует учитывать сжимаемость жидкости. В связи с тем что эта задача является очень сложной, даже в простейшем случае течения ньютоновской жидкости в круглых трубах принимаются различные упрощения, используются графические и численные методы решения.

Наиболее распространена гипотеза о квазистационарности движения: результирующее давление вычисляется как сумма давлений, обусловленных стационарным движением жидкости и влиянием сил инерции [3, 6, 11]. Давления, обусловленные инерцией столба жидкости, вычисляются довольно просто.

Для труб с закрытым нижним концом

$$P_t = \rho_n \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \frac{dv}{dt}, \quad (6.74)$$

а для труб с открытым нижним концом

$$P_t = \rho_n \frac{R_1^2 - R_0^2}{R_2^2 - R_1^2 + R_0^2} \frac{dv}{dt}, \quad (6.75)$$

где dv/dt — ускорение.

Значение давлений в период ускорения и торможения буровой колонны можно определить по тахограмме, снятой во время спуска или подъема колонны. Зависимости $v = v(t)$

были установлены и экспериментальным путем. После обработки 270 тахограмм, полученных в процессе спуска, Мовсумов предложил зависимость такого вида:

$$v = a \cdot t^b \cdot e^{ct}, \quad (6.76)$$

где $a=0,29$; $b=2,47$ и $c=0,36$ (кривая 2 на рис. 6.4).

Эти коэффициенты, строго говоря, зависят от веса бурильной колонны, соотношения радиальных размеров скважины и бурильной колонны, опыта бурового мастера и т. д. Часто принимается линейная зависимость изменения скорости колонны во времени:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{v_T}{t}, \quad (6.77)$$

Продолжительность ускорения составляет 2—3 с, а v_T — максимальная скорость (в стационарном режиме).

В целом гипотеза о квазистационарности не считается вполне приемлемой, особенно для вязкопластичных сред, когда ошибки могут превысить 20 % [12].

В работе [9] изложено решение этой задачи для случая движения колонны с закрытым концом без использования гипотезы о квазистационарности, но при условии, что динамическое напряжение сдвига τ_0 жидкости достаточно велико; при этом бессдвиговое ядро течения занимает почти все проходное сечение колонны. Это позволяет пренебрегать инерцией слоев, подверженных сдвигу [9]. Полученное в этой работе решение весьма сложное, и использовать его можно только с помощью численных или графических методов. Поэтому ограничимся лишь примерным его изложением.

В табл. 6.1 представлен пример расчета давлений при ламинарном режиме течения бурового раствора в период ускорения при спуске обсадной колонны (с закрытым нижним концом) диаметром 168 мм и длиной 2250 м в скважину диаметром 250 мм.

Характеристики бурового раствора: $\rho_p=1700$ кг/м³, $\eta_p=40$ МПа·с и $\tau_0=39,2$ Па. В качестве уравнения, определяющего скорость спуска колонны, Гукасов использовал соотношение $v=1,83\sqrt{t}$, где t выражается в с, а v — в м/с. Для срав-

Таблица 6.1

Время, с	Скорость перемещения труб, м/с	Давление, МПа		Время, с	Скорость перемещения труб, м/с	Давление, МПа	
		Стационарное движение	Нестационарное движение			Стационарное движение	Нестационарное движение
1,0	1,830	2,88	3,48	1,6	2,315	3,08	3,73
1,2	2,004	2,94	3,58	1,8	2,455	3,14	3,82
1,4	2,165	3,02	3,67	2,0	2,588	3,19	3,88

Таблица 6.2

Время, с	Скорость перемещения труб, м/с	Давление, МПа	
		Стационарное движение	Нестационарное движение
0,4	0,34	0,830	5,170
0,6	0,40	1,615	5,960
0,8	0,54	2,190	6,530
1,0	0,67	3,970	8,300
1,4	0,94	7,060	11,410
1,8	1,21	10,900	15,230
2,0	1,35	13,410	17,180

нения в табл. 6.1 представлены значения гидродинамических давлений, рассчитанных без учета сил инерции.

В табл. 6.2 представлен расчет гидродинамических давлений в турбулентном режиме для обсадной колонны (с закрытым нижним концом) диаметром 168 мм, толщиной стенки 9 мм и длиной 2250 м, спущенной в скважину диаметром 214 мм. Характеристики бурового раствора: $\rho_n = 1200 \text{ кг/м}^3$, $\eta_p = 18 \text{ мПа} \cdot \text{с}$. Предполагается, что в начальный период спуска оседание колонны пропорционально ее весу G :

$$\frac{dv}{dt} = 10^{-3} G, \quad (6.78)$$

где ускорение измеряется в м/с^2 , а G — в кН. Результирующее давление получено посредством суммирования давлений, обусловленных стационарным движением и влиянием сил инерции. Для расчета стационарного течения принят профиль скоростей течения, зависящий только от η (см. главу 4).

Особый случай нестационарного движения жидкости представляет гидравлический удар и сопровождающие его волны давления.

Например, при резком закрытии какого-либо циркуляционного канала (в частности, во время посадки цементирующей пробки в конце процесса цементирования) скорость слоев жидкости в месте перекрытия потока гасится до нуля, а их кинетическая энергия преобразуется большей частью в потенциальную энергию давления. В результате жидкость сжимается, а колонна несколько расширяется. Однако слои жидкости, располагающиеся дальше от места перекрытия, продолжают свое движение, проникая в объем, освобожденный в результате сжатия впереди находящейся жидкости и расширения трубы, после чего и они останавливаются. Таким образом появляется поверхность (в данном случае плоская), разделяющая область, в которой жидкость остановилась, от зоны, в которой еще продолжается движение. На этой подвижной поверхности, назван-

ной волной, отмечается скачкообразное изменение скорости, давления и плотности жидкости. Волна перемещается к концу колонны со скоростью распространения c . В момент времени L/c волна достигает конца колонны; вся жидкость находится в сжатом состоянии и покоится. Однако такое состояние не может длиться долго, так как по одну сторону этого фронта давление равно p_0 , а по другую $(p_0 + \Delta p)$. Жидкость начинает течь в обратном направлении, т. е. вытекать из колонны, а если она не заполнена, то уровень жидкости в ней повышается. Давление и плотность жидкости уменьшаются, колонна вновь принимает начальную форму и размеры. Прямая волна давления превращается в обратную (отраженную) волну, которая распространяется с такой же скоростью c . В момент времени $t_0 = 2L/c$ волна вновь достигает места перекрытия. Благодаря инерции жидкость продолжает перемещаться в направлении, противоположном начальному течению. Теперь происходит разрежение $-\Delta p$ и уменьшение плотности $-\Delta \rho$. Эти изменения распространяются по колонне как новая прямая волна, на этот раз отрицательная. Ко времени $3L/c$ она достигает конца колонны. Снова наступает состояние покоя, но не равновесия. По одну сторону волны давление равно p_0 , а по другую $(p_0 - \Delta p)$. Жидкость поступает в колонну или выходит из нее. Прямая волна трансформируется в обратную; давление и плотность вновь обретают исходные значения. В момент времени $2t_0 = 4L/c$ получается та же ситуация, что и в начальный момент гидравлического удара; процесс повторяется с периодом $2t_0$. Благодаря вязкости раствора и тому, что материал, из которого изготовлена колонна, не является идеально упругим, это явление постепенно затухает.

Наибольший интерес представляет изменение давления в скважине, поэтому будут рассматриваться лишь волны давления. Такие колебания могут возникать также при резком открытии какого-либо циркуляционного канала (например, вследствие внезапной разгерметизации башмака обсадной колонны, находившегося под давлением), при пуске насоса и т. д. Волны давления возникают и при резком торможении буровой или обсадной колонны в ходе спуско-подъемных операций. В самом начале гидравлического удара давление в колонне повышается, а в кольцевом пространстве снижается. В дальнейшем, когда прямая волна перемещается от башмака до устья, давление в колонне снижается, а в кольцевом пространстве повышается. Именно в этот момент может произойти разрушение обратного клапана башмака обсадной колонны или ее смятие. Колебания давления в кольцевом пространстве могут привести также к обвалу стенок скважины, прорыву в скважину пластовых флюидов, гидроразрыву пласта и т. д.

В работах [25, 26] показано, что скорость распространения волн в заполненной жидкостью колонне определяется по формуле

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{D}{t} \frac{\varepsilon}{E}}}, \quad (6.79)$$

где

$$c_0 = \sqrt{\varepsilon/\rho} \quad (6.80)$$

есть скорость распространения волн в жидкости плотностью ρ с модулем упругости ε . E — модуль упругости материала, из которого изготовлены трубы колонны наружным диаметром D и толщиной стенки δ . Для воды $\varepsilon \approx 2060$ МПа, поэтому $c_0 = 1435$ м/с. Для буровых растворов Шищенко [27] получил значения c_0 , близкие к значению этой скорости для воды; однако следует подчеркнуть, что в общем случае они зависят от реологических свойств жидкости. В обычных стальных колоннах c_0 равна примерно 1000 м/с.

Если изменение скорости v_0 в определенном сечении колонны происходит за время t меньшее, чем t_0 , то обратная волна дойдет до указанного сечения после закрытия или открытия колонны и в интервале времени $(t - t_0)$ изменение давления максимально. Это изменение давления можно рассчитать по формуле Жуковского

$$\Delta p_{\max} = \rho c v_0. \quad (6.81)$$

При медленных изменениях скорости ($t > t_0$) обратная волна возвращается уже после того, как произойдет изменение скорости. Максимальное изменение давления происходит в момент t_0 и определяется по формуле Мишо

$$\Delta p_{\max} = \frac{2\rho L}{t} u_0. \quad (6.82)$$

Пример 6.7. В скважине производится цементирование обсадной колонны диаметром 140 мм со средней толщиной стенки $\delta = 6,5$ мм, спущенной на глубину 2000 м. Тампонажный раствор плотностью $\rho = 1600$ кг/м³ закачивается в скважину с расходом $Q = 10$ л/с. Каково максимальное давление, возникающее при посадке цементировочной пробки?

Решение. Скорость течения раствора до перекрытия потока цементировочной пробкой

$$v_0 = \frac{Q}{A_i};$$

$$v_0 = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{3,14 (0,140 - 2 \cdot 0,0065)^2} = 0,79 \text{ м/с.}$$

Используя формулу (6.79), вычислим скорость распространения волны давления

$$c = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{140 \cdot 2,06 \cdot 10^9}{6,5 \cdot 2,06 \cdot 10^{11}}}} = 1302 \text{ м/с.}$$

Предполагая, что перекрытие канала происходит достаточно быстро (за время, меньшее, чем $t_0 = 2 \cdot 2000/1302 = 3,072$ с), по формуле Жуковского определим максимальное давление при гидравлическом ударе:

$$\Delta p_{\max} = 1600 \cdot 1302 \cdot 0,79 = 1,64 \text{ МПа.}$$

Все эти формулы приемлемы для идеальных жидкостей и позволяют рассчитать максимальные колебания давления в скважине. Если известен закон изменения скорости потока во времени, то с помощью графических или численных методов можно определить давление в любой момент времени. В реальных жидких средах колебания давления со временем затухают. Поэтому при анализе таких нестационарных процессов следует учитывать также вязкость жидкости. В советских публикациях часто используется приближенный метод Слезкина — Тарга; член $\partial v(x, t)/\partial t$ в уравнении нестационарного одномерного течения заменяется параметром, осредненным по площади проходного сечения канала и зависящим только от времени. Задача вновь сводится к интегрированию системы дифференциальных уравнений гиперболического типа [5,28—31].

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \frac{\partial v}{\partial t} + 2apv + d; \quad (6.83)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial t} = \rho c^2 \frac{\partial v}{\partial x}. \quad (6.84)$$

Первое из них — уравнение движения, а второе — уравнение неразрывности. В этих уравнениях v представляет среднюю скорость в проходном сечении; $2a$ — коэффициент гидравлического сопротивления, зависящий от вязкости η_p ; d — величина, характеризующая пластические свойства жидкости. (При отсутствии в первом уравнении последних двух членов, учитывающих вязкость раствора, обычно используются основные уравнения колебательного движения.)

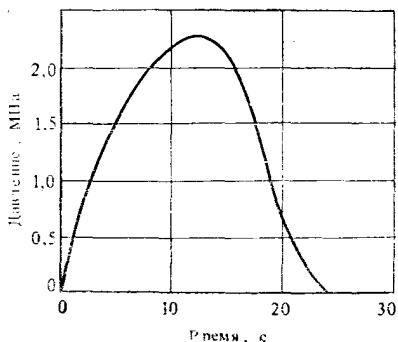
Нестационарное течение бингамовских жидкостей исследовалось Гасановым [28], Мехтиевым [29], Гусейновым [30]. На рис. 6.18 представлено распределение давления, вызванного резким изменением скорости спуска колонны от 0 до v_T .

По Гурбанову [31], для жидкостей, реологическое поведение которых подчиняется модели Оствальда — де Ваала, $d = 0$ и

$$2a = \frac{a^* \left(\frac{K}{8}\right)^b \left(\frac{6n+2}{n}\right)^{bn}}{(3-2b+bn)\rho^b (D_2-D_1)^{1+bn}} \frac{v_2^{3-2bn+bn} - v_1^{3-2b+bn}}{v_2^2 - v_1^2}, \quad (6.85)$$

где $a^* = 64$ и $b = 1$, если $Re < 2300$; $a^* = 0,3164 n^{0,1053}$ и $b =$
280

Рис. 6.18. Давление на устье в период спуска буровой колонны с ускорением [29] ($R_1=140$ мм; $R_2=70$ мм; $H=1724$ м; $v_T=0,6$ м/с; $\eta_p=30,5$ мПа·с; $\tau_0=14$ Па)



$=0,25 n^{-0,2173}$, если $Re > 2300$. Критерий Re определяется по формуле

$$Re = 8^{1-n} \frac{(D_2 - D_1)^n v_m^{2-n}}{K \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n} \rho;$$

v_2 и v_1 — диапазон изменения скорости; v_m — средняя скорость течения.

Можно проверить справедливость уравнения $2a = \lambda v / [2(D_2 - D_1)]$. (Это соотношение получено для круглых труб с замкнутой внутренней диафрагмой размером кольцевого зазора ($D_2 - D_1$), что является весьма спорным подходом — см. главу 4.)

Далее авторы допускают, что $v_1 = 0$.

После интегрирования системы уравнений (6.83; 6.84), получается следующее соотношение для давления на забое скважины:

$$\Delta p(l, t) = \rho c \frac{v_T}{\left(\frac{D_2}{D_1} \right) - 1} \left[\alpha + \frac{8}{\pi^2} e^{-\frac{\alpha}{2} \tau} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{R_m(\tau)}{(2m-1)^2} \right], \quad (6.86)$$

где

$$R_m(\tau) = \frac{1}{2} \left(D - \frac{\alpha^2}{D} \right) \sin \frac{D}{2} \tau - \alpha \cos \frac{D}{2} \tau \text{ при } \alpha < \pi(2m-1);$$

$$R_m(\tau) = -\frac{1}{2} \left(\bar{D} - \frac{\alpha^2}{D} \right) \text{sh} \frac{D}{2} \tau - \alpha \text{ch} \frac{\bar{D}}{2} \tau$$

при $\alpha > \pi(2m-1)$;

$$D^2 = \pi^2 (2m-1)^2 - \alpha^2; \quad \bar{D}^2 = \alpha^2 - \pi^2 (2m-1)^2;$$

$$\alpha = 2a \frac{l}{c}; \quad \tau = \frac{c}{l} t.$$

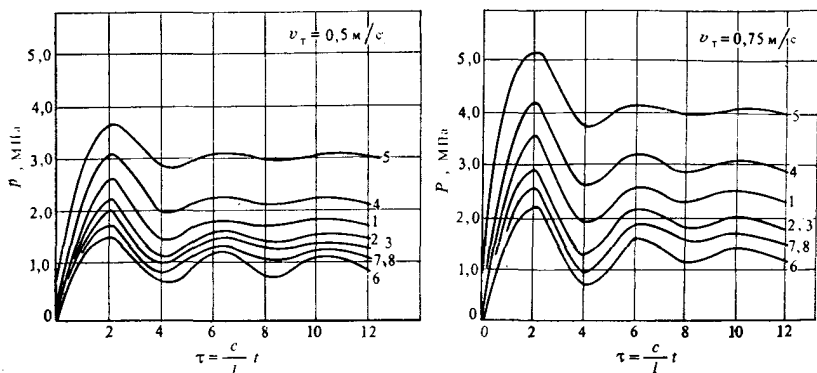


Рис. 6.19. Колебания давления на забое скважины при спуске обсадной колонны [31]. Длина колонны $L=2600$ м; диаметр скважины $D_s=295$ мм; диаметр обсадной колонны $D_c=244,5$ мм; $\rho_n=1300$ кг/м³. (Цифры у кривых показывают номер бурового раствора, реологические параметры для которых приведены в табл. 6.3)

Таблица 6.3

Номер бурового раствора	Степень кон-систенции K , Па·с ^{n}	Показатель неньютонов-ского пове-дения n	Номер бурового раствора	Степень кон-систенции K , Па·с ^{n}	Показатель неньютонов-ского пове-дения n
1	0,0594	0,940	5	0,2870	0,716
2	0,1050	0,765	6	0,0416	0,891
3	0,0760	0,840	7	0,0514	0,877
4	0,1545	0,782	8	0,0558	0,855

Влияние изменения реологических характеристик бурового раствора (вследствие добавок различных полимеров) на колебания давления при спуске обсадной колонны [рассчитанные по формуле (6.86)] показано на рис. 6.19 для двух частных случаев: $v_T=0,5$ и $0,75$ м/с. Значения реологических параметров K и n представлены в табл. 6.3.

Колебания давления в скважине затухают во времени. Максимальные давления наблюдаются при $t_0=2l/c=2 \cdot 2600/1300=4$ с, они на 25—40 % превышают давления стационарного периода спуска или подъема колонны.

6.8. ВЛИЯНИЕ ПРОЧНОСТИ ГЕЛЯ

Во время промывки скважин тиксотропными жидкостями, к каковым относится большинство буровых растворов, при пуске буровых насосов и в процессе спуско-подъемных операций (после некоторого периода нахождения раствора в состоянии покоя) в стволе скважины возникают импульсы дав-

ления или разрежения, обусловленные прочностью геля. Для приведения в движение раствора необходим такой перепад давления, при котором в его объеме развивались бы касательные напряжения, превышающие статическое напряжение сдвига θ .

В главе 4 и в разделе 6.3 указывалось, что в круглых трубах и в кольцевых каналах максимальные напряжения сдвига существуют у стенок. В круглых трубах диаметром D_0 течение жидкости начнется лишь тогда, когда касательное напряжение на стенке превысит статическое напряжение сдвига

$$\tau_p = \frac{PD_0}{4} > \theta, \quad (6.87)$$

т. е. минимальный градиент давления, необходимый для преодоления прочности геля:

$$P_0 = \frac{4\theta}{D_0}. \quad (6.88)$$

Аналогично в кольцевых каналах

$$P_0 = \frac{4\theta}{D_2 - D_1}. \quad (6.89)$$

При запуске насосов давление на поверхности

$$p = 4L\theta \left(\frac{1}{D_0} + \frac{1}{D_2 - D_1} \right). \quad (6.90)$$

Когда колонна имеет открытый нижний конец, течение жидкости начинается в трубах или в кольцевом пространстве, точнее, в канале, в котором пристенные касательные напряжения первыми превысят значение прочности геля θ (достаточно сравнить $(D_2 - D_1)$ с D_0 : если $(D_2 - D_1) > D_0$, течение начнется через кольцевое пространство, и наоборот). Таким образом, фактический градиент давления соответствует меньшему из двух значений, рассчитанных с помощью соотношений (6.88) и (6.89). Однако по мере увеличения скорости перемещения труб давления в скважине растут и могут превысить прочность геля θ во втором (первоначально перекрытом) канале. Этим обуславливается появление второго пика давления в скважине.

Рассмотренные выше соотношения пригодны и для расчета гидродинамического давления, необходимого для иницирования течения нетиксотропной жидкости, обладающей, однако, предельным напряжением сдвига τ_0 .

Вообще говоря, влияние тиксотропных свойств жидкости не ограничивается моментом начала ее движения, оно проявляется и в дальнейшем. Его значимость уменьшается лишь при достаточно высоких скоростях сдвига. Для полной оценки изменений давлений в начальный период течения необходимо

знать зависимость тиксотропных характеристик жидкости от скорости сдвига и времени.

Пример 6.8. Определить давление при запуске насоса, необходимо: для приведения в движение бурового раствора, имеющего статическое напряжение сдвига $\theta = 10$ Па, в скважине диаметром $D_s = 295$ мм, в которой находится колонна обсадных труб диаметром 219 мм со средней толщиной стенки $\delta = 9,5$ мм и длиной $L = 2500$ м.

Решение.

Из соотношения (6.90) перепад давления на устье скважины

$$\Delta p = 4 \cdot 2500 \cdot 10 \left(\frac{1}{0,200^2} + \frac{1}{0,295^2 - 0,219^2} \right) = 5,06 \text{ МПа},$$

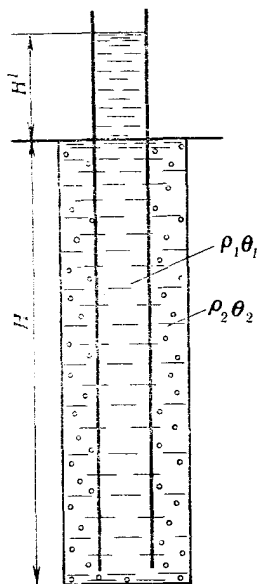
а в кольцевом пространстве (на забое)

$$\Delta p = 4 \cdot 2500 \cdot 10 \frac{1}{0,295^2 - 0,219^2} = 2,56 \text{ МПа},$$

что эквивалентно увеличению плотности раствора на 104 кг/м^3 .

Практический интерес представляет и следующая задача. Замечено, что при подъеме первых свечей буровой колонны, даже с очень низкой скоростью, бурильные трубы остаются заполненными буровым раствором. Это явление объясняется двумя причинами: во-первых, более высокой плотностью раствора в кольцевом пространстве по сравнению с плотностью раствора в бурильных трубах из-за присутствия шлама и, во-вторых, влиянием статического напряжения сдвига раствора.

Для условий, показанных на рис. 6.20:



$$\begin{aligned} \rho_1 g (H + H') - \frac{4 (H + H') \theta_1}{D_0} = \\ = \rho_2 g H - \frac{4 H \theta_2}{D_2 - D_1}, \end{aligned} \quad (6.91)$$

откуда следует, что

$$\begin{aligned} H' = \\ = \frac{g H (\rho_2 - \rho_1) + 4 H \left(\frac{\theta_1}{D_0} - \frac{\theta_2}{D_2 - D_1} \right)}{\rho_1 g - 4 \theta_1 / D_0}. \end{aligned} \quad (6.92)$$

Величина H' характеризует максимальную высоту (в метрах), на ко-

Рис. 6.20. Уровень бурового раствора в бурильных трубах выше, чем в кольцевом пространстве в связи с разной плотностью и тиксотропностью раствора

торой бурильные трубы могут оставаться заполненными по отношению к уровню жидкости в кольцевом пространстве.

Пример 6.9. Из скважины диаметром $D_2=311$ мм поднимается колонна бурильных труб наружным диаметром $D_1=127$ мм и с толщиной стенки $\delta=9,2$ мм. Характеристики бурового раствора в скважине таковы: $\rho_1=1500$ кг/м³, $\rho_2=1510$ кг/м³, $\theta_1=\theta_2=\theta=8$ Па. Какова предельно допустимая разница в уровнях жидкости в бурильных трубах и кольцевом пространстве, если глубина скважины $H=2500$ м?

Решение

$$H' = \frac{9,81 \cdot 2500 (1510 - 1500) + 4 \cdot 2500 \cdot 8 \left(\frac{1}{0,1086} - \frac{1}{0,311 - 0,127} \right)}{9,81 \cdot 1500 - 4 \cdot 8 / 0,1086} = 38 \text{ м.}$$

Этой высоты достаточно для того, чтобы буровой раствор выходил из колонны при отсоединении трубы (или свечи). Если $\rho_1=\rho_2$, то $H'=21$ м, а если $\rho_1 \neq \rho_2$, но при этом $\theta=0$, то $H'=17$ м.

Во время спуска бурильной колонны в скважину при больших радиальных зазорах в кольцевом пространстве уровень жидкости в бурильных трубах независимо от скорости спуска снижается с увеличением глубины, а тиксотропно-коагуляционная структура раствора препятствует заполнению труб во время их свинчивания.

Глубина (в метрах) опорожнения колонны определяется по формуле

$$H' = \frac{4H [\theta_1/D_0 - \theta_2/(D_2 - D_1)] - Hg(\rho_2 - \rho_1)}{\rho_1 g + 4\theta_1/D_0}. \quad (6.93)$$

Для условий предыдущего примера при $\rho_1=\rho_2=1500$ кг/м³ получим

$$H' = \frac{4 \cdot 2500 \cdot 8 \left(\frac{1}{0,1086} - \frac{1}{0,311 - 0,127} \right)}{1500 \cdot 9,81 + 4 \cdot 8 / 0,1086} = 20 \text{ м.}$$

6.9. ВРАЩЕНИЕ БУРИЛЬНОЙ ИЛИ ОБСАДНОЙ КОЛОННЫ

При вращении колонны бурильных труб в процессе углубления скважины или обсадной колонны во время ее цементирования возникают радиальные градиенты давления. Если вращение сопровождается циркуляцией раствора и (или) расхаживанием колонны, то развиваются и осевые градиенты давления как в кольцевом пространстве скважины, так и внутри колонны труб. Кроме изменения баланса давления с известными последствиями для стенок скважины и труб, проблема представляет интерес и с точки зрения определения сил, затрачиваемых на вращение и расхаживание бурильной или обсадной колонны.

Большинство исследований по этому вопросу посвящено лишь анализу продольных перепадов давления, которые

нетрудно определить путем измерений на устье скважины или в любой точке бурильной колонны (с помощью регистрирующего глубинного манометра). Теоретические и экспериментальные данные, которые можно найти в специальной литературе, весьма противоречивы. Так, Паслей и Слибар [32] теоретически, Хасаев [33], Аллахвердиев и Дадашев [34] на основании результатов натурных измерений на устье скважины пришли к выводу, что с увеличением частоты вращения колонны давление в циркуляционной системе снижается (примерно на 10 %). Мирзаджанзаде, Сеид-Рза [25] сообщают, что вращение бурильной колонны приводило, как правило, к повышению давления циркуляции. Шищенко [27], Хасаев и Гасанов [35] отмечают, что понижение или повышение давления обуславливается режимом течения. Однако, в то время как в исследованиях Шищенко при значениях Re^* вплоть до 100 давление падает, а при больших значениях Re^* повышается, в работе [35] зарегистрировано увеличение давления на 5—6 % до значений числа Рейнольдса 2000, а в турбулентном режиме ($Re > 3000$) давление понижается на 7—8 %. Гасанов, Мовсумов, Мамедов [5], предполагавшие существование винтового течения бурового раствора в кольцевом пространстве и в трубах, теоретически доказали, что давление циркуляции может повышаться, понижаться или оставаться неизменным. Вначале, с увеличением частоты вращения, давление растет, достигает максимума, а затем падает до начального значения, после чего достигает минимума; этот процесс повторяется несколько раз. Частоты вращения, при которых достигаются максимальные и минимальные давления, зависят от характеристик и расхода бурового раствора, а также от конструкции скважины.

Можно предположить, что влияние вращения колонны труб на давление в скважине в значительной мере зависит от режима течения раствора, от положения колонны труб относительно оси скважины, соотношения диаметров колонны и скважины и т. д. Расхождения в получаемых результатах, по-видимому, можно объяснить особенностями проведения экспериментов в каждом конкретном случае.

Повышения и понижения (до 10 %) давления в скважине в зависимости от частоты вращения были зарегистрированы также Александровым и Дадашевым [36].

Для того чтобы проанализировать условия этой задачи, рассмотрим два коаксиальных цилиндра. Наружный цилиндр радиусом R_2 неподвижен, а внутренний радиусом R_1 вращается с угловой скоростью ω_t и перемещается в продольном направлении со скоростью v_t . Через внутренний цилиндр и кольцевое пространство между двумя цилиндрами прокачивается жидкость с расходом Q_p . Предположим, что течение ламинарное и установившееся, радиальное перемещение колонны отсутствует, а касательная и осевая скорости течения неизменны в любой точке поверхности радиусом r .

Уравнения движения в цилиндрических координатах относительно вертикальной оси z имеют вид:

$$\rho = \frac{v_\theta^2}{r} = \frac{\partial p}{\partial r}; \quad (6.94)$$

$$0 = \eta \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\theta}{r} + \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} \right) \frac{\partial \eta}{\partial r}; \quad (6.95)$$

$$0 = \rho g \frac{\partial h}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\eta}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \frac{\partial v_z}{\partial r} \frac{\partial \eta}{\partial r}. \quad (6.96)$$

Уравнение неразрывности (3.29) приводится к виду

$$\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} = 0. \quad (6.97)$$

В случае бингамовских жидкостей

$$\eta = \eta_p + \frac{\tau_0}{2D}, \quad (6.98)$$

где

$$D = \sqrt{d_{rz}^2 + d_{\theta r}^2} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{\partial v_z}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} \right)^2}. \quad (6.99)$$

Граничные условия для течения в кольцевом пространстве таковы:

$$\begin{aligned} v_\theta(R_1) &= \omega_T R_1; \quad v_\theta(R_2) = 0; \quad v_z(R_1) = v_T; \quad v_z(R_2) = 0; \\ \frac{\partial v}{\partial r}(r_1) &= 0; \quad \frac{dv}{dr}(r_2) = 0; \quad v(r_1) = v(r_2). \end{aligned} \quad (6.100)$$

Условие материального баланса имеет вид

$$Q_d + Q_p + \pi(R_1^2 - R_0^2) v_T = 0, \quad (6.101)$$

где Q_d — расход, обусловленный осевым перемещением колонны труб; r_1 и r_2 — радиусы границ бессдвигового ядра течения в кольцевом пространстве.

Поставленная таким образом задача является очень сложной. Особенности поведения вязкопластичных жидкостей не позволяют решить ее путем суперпозиции решений для осевого и касательного течений. Попробуем все же рассмотреть некоторые частные случаи, хотя они и носят лишь качественный характер.

При вращении бурильной колонны без циркуляции и расхаживания $v_z = 0$. Из уравнения (6.96) с учетом соотношения (4.6) следует, что $p' = p'(r)$. Интегрируя уравнение (6.95), получим

$$v_\theta = Ar + \frac{B}{r} + \frac{\tau_0}{\eta_p} r \ln r. \quad (6.102)$$

Используя первые два граничных условия (6.100) при $\tau_0 = 0$, получим

$$v_\theta = \frac{R_1^2 R_2^2 \omega_T}{R_2^2 - R_1^2} \left(\frac{1}{r} - \frac{r}{R_2^2} \right). \quad (6.103)$$

Подставляя это выражение в уравнение (6.94) и интегрируя по r от R_1 до R_2 , получим

$$\Delta p = \frac{\rho R_1^2 \omega_T^2}{(R_2^2 - R_1^2)^2} \left(R_2^4 - R_1^4 - 2 R_1^2 R_2^2 \ln \frac{R_2}{R_1} \right). \quad (6.104)$$

Нетрудно убедиться, что влияние вращения бурильной колонны при отсутствии циркуляции на давление незначительно. Например, если $\rho = 1500$ кг/м³, $n_T = 100$ об/мин, $R_2 = 100$ мм и $R_1 = 50$ мм, получим $\Delta p = 200$ Па, т. е. пренебрежимо малое значение.

В случае бингамовских жидкостей вращающаяся бурильная колонна может увлечь за собой весь объем жидкости в кольцевом пространстве или только часть ее, а остальная ее часть вблизи стенок скважины может остаться в напряженном, но бесдвиговом состоянии.

В первом случае

$$v_\theta = \frac{R_1^2 R_2^2 \omega_T}{R_2^2 - R_1^2} \left(\frac{1}{r} - \frac{r}{R_2^2} \right) - \frac{\tau_0}{\eta_p} \left[\frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(r - \frac{R_1^2}{r} \right) \ln \frac{R_2}{R_1} - r \ln \frac{r}{R_1} \right]. \quad (6.105)$$

Если подставить это выражение в уравнение (6.94), получим соотношения для расчета давления на стенке скважины. Как правило, это давление будет того же порядка, что и в случае течения ньютоновских жидкостей, т. е. незначительным.

Во втором случае распределение скоростей в области сдвига аналогично распределению, определяемому уравнением (6.105), только вместо радиуса R_2 появляется радиус r_0 соответствующей области. Его можно определить из условия

$$d_{\theta r} |_{r=r_0} = \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} \right)_{r=r_0} = 0. \quad (6.106)$$

В конечном счете получим следующее трансцендентное уравнение:

$$\bar{r}_0^2 \text{Bi} - 2 \text{Bi} \ln r_0 - \text{Bi} - 2 = 0, \quad (6.107)$$

где

$$\bar{r}_0 = \frac{r_0}{R_1}; \quad \text{Bi} = \frac{R_1 \tau_0}{\eta_p \omega} = \frac{\tau_0}{\eta_p \omega_T}. \quad (6.108)$$

Если $r_0 \geq R_2$, то происходит увлечение колонной всей жидкости в кольцевом пространстве. На рис. 6.21 представлено решение уравнения (6.107) для некоторых значений критерия Bi .

Для бурильных труб отношение R_2/R_1 обычно составляет 1,4—3,0. Таким образом, для того чтобы вся жидкость в кольцевом пространстве приводилась во вращение, значения критерия Bi должны составлять несколько единиц. При обычных значениях η_p и τ_0 соответствующая частота вращения колонны будет достигать сотен и даже тысяч оборотов в минуту. Например, при диаметре бурильных труб 114 мм в скважине диаметром 190 мм для бурового раствора с $\eta_p = 20$ мПа·с и $\tau_0 = 6$ Па потребуется частота вращения 1080 об/мин, т. е. практически недостижимая. Следовательно, первый случай может встретиться весьма редко.

Теперь рассчитаем момент, необходимый для вращения бурильной колонны в буровом растворе:

$$M = 2\pi R_1^2 \tau_1 L = 2\pi r_0^2 \tau_0 L, \quad (6.109)$$

где τ_1 — напряжение сдвига на границе между раствором и трубой, L — длина колонны. В данном случае достаточно знать значение r_0 . Для условий предыдущего примера, если $L = 2000$ м и $n = 100$ об/мин, получим

$$\omega_T = 10,46 \text{ с}^{-1}; \quad Bi = 28,7; \quad \bar{r}_0 = 1,19;$$

$$M = 140 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad \text{и} \quad P = 1,46 \text{ кВт}.$$

Значение вращающего момента относительно невелико. В действительности для вращения бурильной колонны в скважине (без бурения) потребуется гораздо больший момент вследствие трения колонны о стенки скважины.

Паслей и Слибар предлагают приближенное решение для ламинарного течения бингамовской жидкости между двумя концентрическими цилиндрами при одновременном проявлении двух факторов: осевого градиента давления и внешнего вращающего

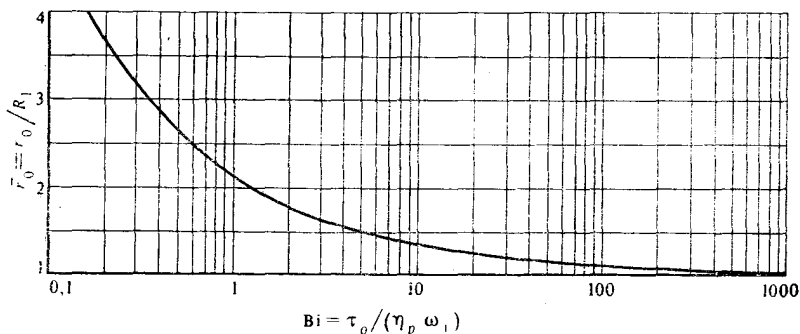


Рис. 6.21. Зависимость радиуса увлечения жидкости в скважине вследствие вращения внутренней трубы от критерия Bi

момента. Решение получено при условии, что напряжения, обусловленные вращением колонны, намного меньше напряжений, создаваемых течением жидкости в осевом направлении. В этом случае посредством разложения в ряд соотношение (6.99) примет такой вид:

$$D = \frac{1}{2} \left| \frac{\partial v_z}{\partial r} \right| \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{\frac{\partial v_z}{\partial r}}{\frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r}} \right)^2 \right]. \quad (6.110)$$

Если подставить это выражение в уравнение (3.47), то систему уравнений (6.94)—(6.96) можно проинтегрировать.

На рис. 6.22 иллюстрируется влияние вращения колонны на характеристики течения при $R_1/R_2=0,5$. Вращение колонны способствует уменьшению градиента давления, необходимого для течения жидкости с заданным расходом. Это влияние уменьшается по мере увеличения расхода.

Кроме рассмотренных выше вопросов, исследовались также следующие: давления, развивающиеся при спуско-подъемных операциях с образовавшимся сальником на долоте [7]; изменение нагрузки на крюк в процессе цементирования обсадной колонны с ее расхаживанием или без него в зависимости от характеристик растворов и режима течения [9]; влияние про-

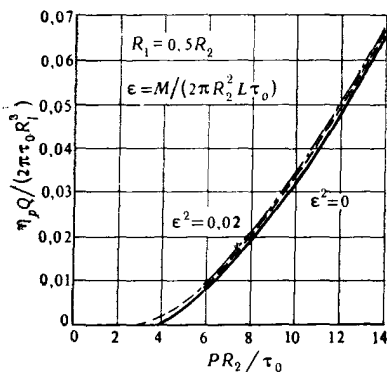
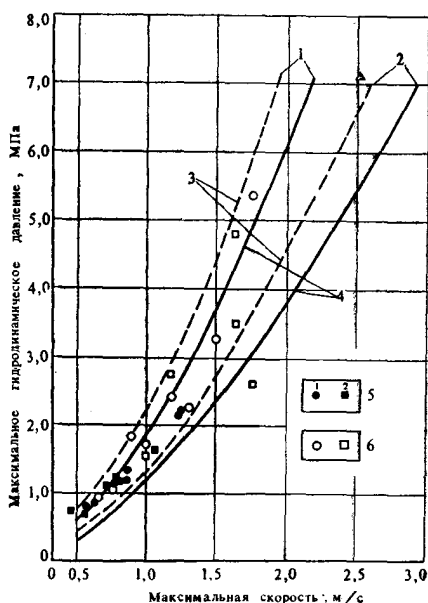


Рис. 6.22. Влияние вращения внутренней трубы на зависимость между расходом и перепадом давления [32]

Рис. 6.23. Максимальное избыточное давление в скважине глубиной 3519 м по Фонтено и Кларку [8] (модель Оствальда—де Ваале): 1 — трубы открытые; 2 — трубы закрытые; 3 — постоянные характеристики; 4 — переменные характеристики; 5 — подъем; 6 — спуск



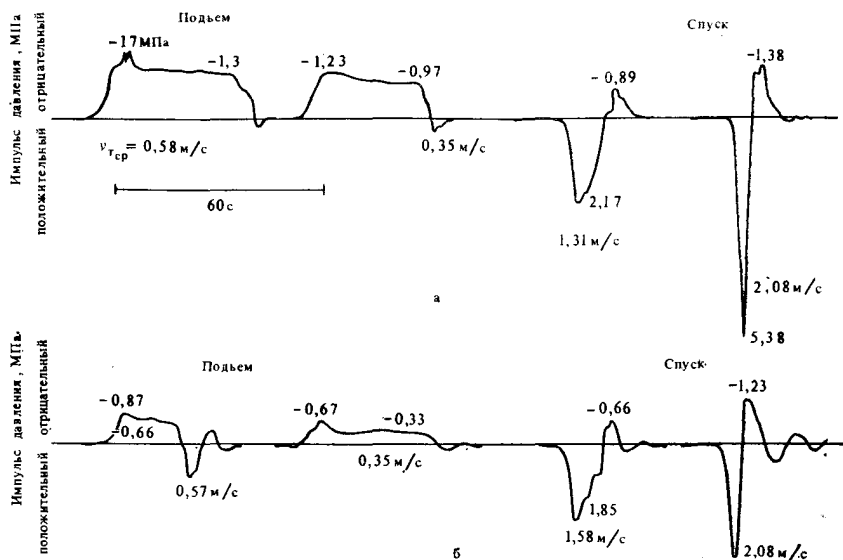


Рис. 6.24. Диаграммы изменения давления на забое в процессе подъема и спуска буровой колонны диаметром 114 мм и длиной 2530 м в обсадную колонну диаметром 211 мм; плотность бурового раствора $\rho = 2110 \text{ кг/м}^3$: а — условная вязкость 80 с, прочность геля $\theta'_{1/10} = 15.5/21.0 \text{ Па}$; б — условная вязкость 40 с, сопротивление геля $\theta_{1/10} = 1.2/5.4 \text{ Па}$

нищаемости стенок при нестационарном движении [30]; эффект пограничного слоя [5]; изменение реологических характеристик бурового раствора по глубине скважины в зависимости от температуры [8] и др.

К настоящему времени выполнены многочисленные экспериментальные исследования [3, 4, 5, 7, 8, 25, 33, 34, 35, 37, 38]. На рис. 6.23 представлены результаты расчетов и измерений, проведенных Фонтено и Кларком в скважине глубиной 3519 м в процессе спуска и подъема буровой колонны, а на рис. 6.24 — результаты тензометрических измерений, выполненных Стрелко [38].

Представляет интерес также возможность определения давлений, создаваемых в скважине в процессе спуско-подъемных операций, только на основе устьевой информации без спуска в скважину глубинных манометров [5, 25, 28, 29].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Sidorov N. A. s. a. O ghidrauliceskom udare v proțesse spuska obsadnih kolonn. In: Neft. hoz., nr. 11, 1968, p. 15—19.
2. Vlad I. Unele probleme ale cinematicii și dinamicii sistemului de manevră al instalațiilor de foraj. In: Buletinul I. P. G. G., vol. XV, 1967, București, p. 161—168.
3. Burkhardt J. A. Wellbore pressure surges produced by pipe movement. In: Jour. Petr. Tech., nr. 6, p. 595—605.

4. *Movsumov A. A.* s. a. Opredelenie zakonornosti izmenenii skorosti i uskorenii spуска burilnoi kolonni i otenka velicini ghidrodinamiceskovo davlenii, vznikaušcevo v skvajine. In: *Neft. hoz.* nr. 6, 1967, p. 16—18.
5. *Movsumov A. A.* Ghidrodinamiceskie osnovi sovershenstvovaniia tehnologii provodki glubokih skvajin. Moskva, Nedra, 1976, p. 51—106.
6. *Clark E. H. Jr.* Bottom — hole pressure surges while running pipe. In: *Petr. Eng.*, ian. 1955, p. B-68.
7. *Iordache G.* Presiunile suplimentare care apar in procesul de foraj. București, Centrul de documentare al industriei chimiei și petrolului, 1968.
8. *Fontenot J. E. si Clark R. K.* An improved method for calculating swab and circulating pressures. In: *Soc. Petr. Eng. Jour.*, vol. 14, nr. 5, oct. 1974, p. 451—462.
9. *Gukasov N. A.* Ghidrodinamika pri kreplenii skvajin. Moskva, Nedra, 1976.
10. *Ševtov V. D.* Boriba s vibrosami pri bureanii skvajin. Moskva, Nedra, p. 158.
11. *Frieu K. A.* s. a. O predotvrascenii ghidorazrivov plastov pri spuske i țementirovanii obsadnih kolonn. In: *Neft. hoz.* nr. 3, 1968, p. 9—13.
12. *Rozenberg G. D.* Experimentalnoe issledovanie neustanovivševosea tecenii neniutonovskih jidkosti v trubah. In: *Izv. MVO SSSR, Neft i gaz*, nr. 1, 1960.
13. *Cardwell W. T. Jr.* Pressure changes in drilling wells caused by pipe movement. In: *API Drill. Prod. Prac.*, 1953, p. 97—112.
14. *Gukasov N. A. si Pirverdian A. M.* Približennaiia formula dlea opredelenii davlenii na zaboe skvajini. In: *Neft. hoz.*, nr. 9, 1956.
15. *Schuh F. J.* Computer makes surges pressure calculations useful. In: *Oil and Gas J.*, 3 aug. 1964, p. 96.
16. *Moore P. I.* Pressure surges and their effect on hole conditions. In: *Oil and Gas J.*, 13 dec. 1965, p. 90.
17. *Macovei N.* Curgerea unui fluid binhgamian la deplasarea axială relativă a doi cilindri circulari coaxiali. In: *St. cerc. mec. apl.* tom 38, nr. 3, 1979, p. 371—382.
18. *Macovei N.* Mișcarea unui fluid binhgamian la deplasarea axială relativă a doi cilindri circulari coaxiali. Situații posibile. In: *St. cerc. mec. apl.*, tom 38, nr. 6, 1979, p. 839—846.
19. *Golubev D. A.* Issledovanie ghidravliceskovo davlenii vznikaušcevo pri bureanii kolonn. In: *Neft. hoz.*, nr. 4, 1972, p. 45—48.
20. *Iordache G. si Macovei N.* Forarea sondelor — probleme. București, Ed. tehnică, 1974, p. 113.
21. *Gurbanov R. S. si Bahtirov S. I.* Obtekanie polovo țilindriceskovo tela v verticalnoi kolonne trub neniutonovskoi jidkosti. In: *Neft i gaz*, nr. 1, 1976, p. 51—53.
22. *Poleakov V. N. si Kolokoltev V. A.* Opredelenie ghidravliceskih davlenii v protesse spуска instrumenta pri nalicii v skvajine pronitaemovo plasta. In: *Neft. hoz.*, nr. 4, 1972, p. 42—44.
23. *Guseinov G. S.* Nestacionarnoe dvijenie veazkoi jidkosti pri spusko-podiemnih operațiilor i nalicii dvuh pronitemih plastov. In: *Neft i gaz*, nr. 3, 1979, p. 15—18.
24. *Pirverdian A. M.* Ob opredelenii ghidrodinamiceskovo davlenii na zaboe skvajini pri spusko-podiemnih operațiilor. In: *Neft. hoz.*, nr. 10, 1979, p. 47—50.
25. *Mirzadzandade A. N.* s. a. Ghidravlîka gliniștîh i tementnih rastvorov. Moskva, Nedra, 1966, p. 125—128, 138—146, 153—162, 237—268.
26. *Ionescu Gh. D.* Introducerea in hidraulică. București, Ed. tehnică, 1977, p. 332.
27. *Sișcenko R. I.* Ghidravlîka gliniștîh rastvorov. Baku, Aznefteizdat,

28. *Gasarov G. T. s. a. Postanovka nekotoryh obratnih zadaci burovoi ghidrodinamiki na osnove nestacionarnih issledovanii. In: Doklad, Acad. Azerb. SSR, tom XXVI, nr. 5, 1970, p. 12—16.*
29. *Mehdiev V. M. Opredelenie ghidravlicheskih karakteristik veazkoplacinskih sred na osnove resenii obratnih zadaci. In: Neft i gaz, nr. 1/1976, p. 33—36.*
30. *Guseinov E. S. s. a. K odnoi zadace nestacionarnovo dvijenii veazkoplacicinoi jidkosti pri spusko-pod'emnih operacijah i nalicii pronižаемого пласта. In: Neft i gaz, nr. 9, 1976, p. 29—33.*
31. *Gurbanov R. S. s. a. Vlianie izmenenii reologicheskikh karakteristik glinistovo rastvora na ghidrodinamiku spusko-pod'emnih operacij. In: Neft i gaz, nr. 10, 1977, p. 39—42.*
32. *Paslay P. R. si Slibar A. Laminar flow of drilling mud due to axial pressure gradient and external torque. In: J. Petr. Tech., nr. 11, 1957, p. 310—317.*
33. *Hasaev R. M. K voprosu vliania vrašćenii burilnih trub na izmenenie ghidrodinamiceskovo davlenii na stenki skvazini. In: Azerb. neft. hoz., nr. 2, 1965.*
34. *Allahverdiev K. G. si Dadašev N. G. Vlianie vrašćenii burilnoi kolonni na poteri davlenii pri promivke skvazini. In: Neft. hoz., nr. 2, 1970, p. 32—35.*
35. *Hasaev R. M. si Gasarov F. S. Experimentalnoe issledovanie ghidravlicheskih soprotivlenii pri dvijenii glinistih rastvorov vo vraščaiuščihse trubah. In: Azerb. neft. hoz., nr. 7, 1968.*
36. *Alexandrov K. G. si Dadašev N. G. Vlianie vrašćenii burilnoi kolonni na poteri davlenii pri promivke skvazini. In: Neft. hoz., nr. 2, 1970, p. 32—35.*
37. *Krilov V. N. Izmenenie ghidrodinamiceskovo davlenii v skvazine v zavisimosti ot skorosti spuska burilnoi kolonni. In: Neft. hoz., nr. 1, 1976, p. 13—16.*
38. *Strelko I. S. s. a. Issledovanie ghidrodinamiceskih uslovii vskritii gazonosnih plastov s AVPD. In: Neft. hoz., nr. 6, 1981, p. 9—12.*
1. *Сидоров Н. А. О гидравлическом ударе в процессе спуска обсадных колонн.— Нефтяное хозяйство, 1968, № 11, с. 15—19.*
4. *Мовсумов А. А. Определение закономерности изменения скорости и ускорения спуска буровой колонны и оценка величины гидродинамического давления, возникающего в скважине.— Нефтяное хозяйство, 1967, № 6, с. 16—18.*
5. *Мовсумов А. А. Гидродинамические основы совершенствования технологий проводки глубоких скважин. М., Недра, 1976.*
9. *Гукасов Н. А. Гидродинамика при креплении скважины. М., Недра, 1976.*
10. *Шевцов В. Д. Борьба с выбросами при бурении скважин. М., Недра, 1977.*
11. *Фриев К. А. О предотвращении гидроразрывов и пластов при спуске и цементировании обсадных колонн.— Нефтяное хозяйство, 1968, № 3, с. 9—13.*
12. *Розенберг Г. Д. Экспериментальное исследование неустановившегося течения неньютоновских жидкостей в трубах.— Изв. вузов. «Нефть и газ», 1960, № 1, с. 19.*
14. *Гукасов Н. А., Пирвердян А. М. Приближенная формула для определения давления на забое скважины.— Нефтяное хозяйство, 1956, № 9, с. 9—11.*
19. *Голубев Д. А. Исследование гидравлического давления, возникающего при бурении скважин.— Нефтяное хозяйство, 1972, № 4, с. 45—48.*
21. *Гурбанов Р. С., Бахтияров С. И. Обтекание полого цилиндрического тела в вертикальной колонне труб неньютоновской жидкостью.— Нефть и газ, 1976, № 1, с. 51—53.*
22. *Поляков В. Н., Колокольцев В. А. Определение гидродинамических давлений в процессе спуска инструмента при наличии в скважине проницаемого пласта.— Нефтяное хозяйство, 1972, № 4, с. 42—44.*

23. Гусейнов Г. С. Нестационарное движение вязкой жидкости при спуско-подъемных операциях и наличии двух проницаемых пластов.— Нефть и газ, 1979, № 3, с. 15—18.

24. Пирвердян А. М. Об определении гидродинамического давления на забое скважины при спуско-подъемных операциях.— Нефтяное хозяйство, 1979, № 10, с. 47—50.

25. Мирзаджанзаде А. Х. Гидравлика глинистых и цементных растворов. М., Недра, 1966.

27. Шищенко Р. И. Гидравлика глинистых растворов. Баку, Азнефтеиздат, 1951.

28. Гасанов Г. Т. Постановка некоторых обратных задач буровой гидродинамики на основе нестационарных исследований.— Доклады АН АзССР, том XXVI, 1970, № 5, с. 12—16.

29. Мехтиев В. М. Определение гидравлических характеристик вязкопластичных сред на основе решения обратных задач.— Нефть и газ, 1976, № 1, с. 33—36.

30. Гусейнов Е. С. К одной задаче нестационарного движения вязкопластичной жидкости при спуско-подъемных операциях и наличии проницаемого пласта.— Нефть и газ, 1976, № 9, с. 29—33.

31. Гурбанов Р. С. Влияние изменения реологических характеристик глинистого раствора на гидродинамику спуско-подъемных операций.— Нефть и газ, 1977, № 10, с. 39—42.

33. Хасиев П. М. К вопросу влияния вращения буровых труб на изменение гидродинамического давления на стенки скважины.— Азербайджанское нефтяное хозяйство, 1965, № 2, с. 33—37.

34. Аллахвердиев К. Г., Дадашев Н. Г. Влияние вращения буровой колонны на потери давления при промывке скважины.— Нефтяное хозяйство, 1970, № 2, с. 32—35.

35. Хасиев Р. И., Гасанов Ф. С. Экспериментальное исследование гидравлических сопротивлений при движении глинистых растворов во вращающихся трубах.— Азербайджанское нефтяное хозяйство, 1968, № 7, с. 7—9.

36. Александров К. Г., Дадашев Н. Г. Влияние вращения буровой колонны на потери давления при промывке скважины.— Нефтяное хозяйство, 1970, № 2, с. 32—35.

37. Крылов Н. В. Изменение гидродинамического давления в скважине в зависимости от скорости спуска буровой колонны.— Нефтяное хозяйство, 1976, № 1, с. 13—16.

38. Стрелко И. С. Исследование гидродинамических условий вскрытия газоносных пластов с АВПД.— Нефтяное хозяйство, 1981, № 6, с. 9—12.

Глава 7.

ВЫНОС БУРОВОГО ШЛАМА

Вынос выбуренной породы с забоя скважины на поверхность — одна из основных функций бурового раствора. Необходимо найти ответ на ряд вопросов. Какую скорость должен иметь восходящий поток бурового раствора? Каковы его оптимальные реологические характеристики и плотность? Каким образом можно сочетать эти величины с различными технологическими ограничениями, в том числе с необходимостью оптимизации всего процесса циркуляции (промывка забоя скважины, уменьшение потерь давления в системе, снижение давления в кольцевом пространстве)? Какова роль режима течения; концентрации, размеров и формы частиц выбуренной породы; вращения и положения бурильной колонны относительно оси скважины; размеров проходного сечения?

Существование многочисленных факторов и отсутствие верных и надежных критериев исключают возможность точного определения идеальных характеристик и скорости восходящего потока циркулирующей жидкости в определенных заданных условиях. Однако многочисленные лабораторные и промысловые исследования позволяют найти подходящее решение, которое предотвратит возникновение таких осложнений, как чрезмерное скопление в скважине бурового шлама, образование сальников на долоте, прихват долота или бурильной колонны, осаждение шлама в период прекращения циркуляции, необходимость проведения промежуточных промывок, размыв стенок скважины и т. п.

Подъем бурового шлама до поверхности происходит в результате совокупного действия подъемных сил потока жидкости и сил проскальзывания твердых частиц в растворе, обусловленных их весом. На эти процессы накладываются различные побочные эффекты, создаваемые вращением бурильной колонны, неравномерным профилем распределения скоростей, изменением площади проходного сечения, наличием в жидкости газовых пузырьков и т. п.

Поэтому представляется целесообразным отдельно изучить вопросы о свободном падении твердых частиц в жидкости, а также о взвешивающей (несущей) способности жидкости как в процессе ее циркуляции, так и в покое.

7.1. ПОДДЕРЖАНИЕ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ВО ВЗВЕШЕННОМ СОСТОЯНИИ

В состав бурового раствора входят мелкие частицы глины, мергеля и даже песка, увеличивающие его вязкость и содержание твердой фазы. Следовательно, их вынос на поверхность не

представляет особых трудностей, а для поддержания вязкости бурового раствора в допустимых пределах и уменьшения ее неблагоприятного влияния на механическую скорость бурения требуется непрерывное разбавление раствора или применение соответствующих технических средств для удаления мелких частиц: сит, гидроциклонов, центрифуг.

При использовании растворов, обладающих критическим напряжением сдвига, во взвешенном состоянии удерживаются даже более крупные частицы.

В качестве примера рассмотрим сферу диаметром d и плотностью ρ_r , которая находится во взвешенном состоянии в жидкости с предельным напряжением сдвига τ_0 и плотностью ρ_f . Если приравнять вес сферы к вертикальной результирующей напряжений на ее поверхности, получим

$$\frac{\pi d^3}{6} g (\rho_r - \rho_f) = \pi d^2 \tau_0, \quad (7.1)$$

откуда диаметр самой крупной частицы, остающейся во взвешенном состоянии

$$d_0 = \frac{6\tau_0}{g (\rho_r - \rho_f)}. \quad (7.2)$$

Практически же распределение касательных напряжений на поверхности сферы неравномерно; кроме того, между частицами породы и буровым раствором действуют силы, обусловленные их физико-химической природой. Поэтому Шищенко [1] вводит экспериментальный коэффициент m , значение которого зависит от диаметра (рис. 7.1):

$$d_0 = \frac{6m\tau_0}{g (\rho_r - \rho_f)}. \quad (7.3)$$

Для неподвижных тиксотропных жидкостей вместо τ_0 следует вводить значение θ (см. раздел 2.3).

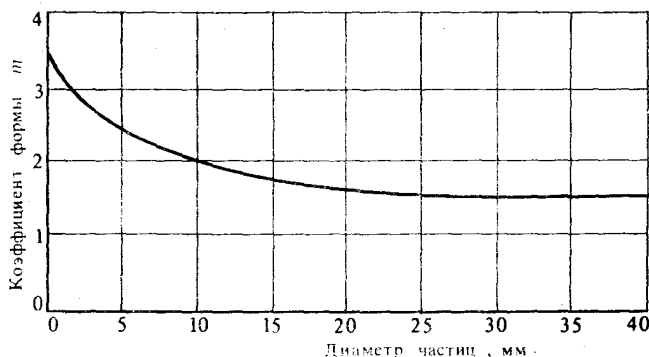


Рис. 7.1. Значения коэффициента формы m , введенного Шищенко [1]

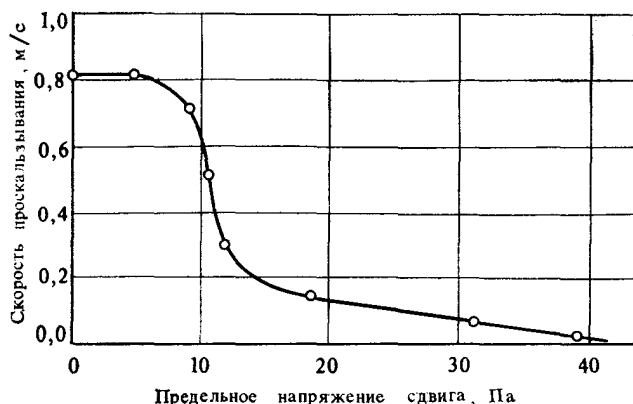


Рис. 7.2. Влияние предельного напряжения сдвига на скорость проскальзывания стеклянного шарика ($d_p=24,2$ мм, $\rho_p=2690$ кг/м³, $\rho_f=1020$ кг/м³) в бингамовской жидкости [3]

Соотношение (7.3) можно использовать для оценки взвешивающей способности бурового раствора, оставленного в состоянии покоя в приемном чане или амбаре.

При циркуляции бурового раствора в скважине частицы, диаметр которых равен или меньше d_0 , выносятся на поверхность со скоростью движения бурового раствора. Внутри бессдвигового ядра течения увлекаемые частицы могут иметь больший диаметр, чем диаметр частиц в остальной части проходного сечения, поскольку величина θ обычно больше τ_0 .

В работе [2] было установлено, что при ламинарном режиме течения значительная часть твердых частиц достигает поверхности с большей скоростью, чем средняя скорость потока бурового раствора, а именно со скоростью движения жесткого ядра течения. В турбулентном режиме около 50 % твердых частиц поднимались со скоростью, близкой к средней скорости потока.

Существование критического напряжения сдвига обуславливает возможность нахождения частицы практически во взвешенном состоянии, что было выявлено экспериментальным путем, в частности Хопкином [3], хотя в этой работе скорость проскальзывания определялась как разница между восходящей скоростью раствора и абсолютной скоростью подъема частицы (рис. 7.2). Тот факт, что скорость проскальзывания не снижается до нуля, вероятнее всего, объясняется тем, что идеальной бингамовской жидкости в действительности не существует.

7.2. СВОБОДНОЕ ПАДЕНИЕ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В ЖИДКОСТИ

Рассмотрим твердую частицу, которая свободно падает с постоянной скоростью в неподвижной жидкости. Если пренебречь побочными эффектами (коллоидными, электростатическими, центробежными), на эту частицу действуют:

— вес $\rho_r g V_p$;
 — сила плавучести $\rho_f g V_p$;
 — сила сопротивления среды при движении частицы, определяемая по формуле Ньютона:

$$F_r = c A \rho_f \frac{u^2}{2}, \quad (7.4)$$

где A — площадь проекции частицы на плоскость, перпендикулярную к направлению движения; u — скорость движения; c — коэффициент сопротивления движению.

Из условия равновесия указанных трех сил следует, что

$$u = \sqrt{\frac{2g}{3c}} \sqrt{\frac{V_p}{A} \frac{(\rho_r - \rho_f)}{\rho_f}}. \quad (7.5)$$

Для сферы (объем $V_p = \pi d^3/6$, площадь $A = \pi d^2/4$) уравнение (7.5) примет вид

$$u = \sqrt{\frac{4g}{3c}} \sqrt{\frac{d(\rho_r - \rho_f)}{\rho_f}}. \quad (7.6)$$

Это соотношение известно под названием формулы Риттингера.

Для частиц неправильной формы используется так называемый эквивалентный диаметр — диаметр сферы, имеющей тот же объем и плотность, что и рассматриваемая частица:

$$d_{ec} = \sqrt[3]{\frac{6V_p}{\pi}} \quad (7.7)$$

На первый взгляд формула Риттингера (7.6) представляется несложной. Однако коэффициент c зависит от формы (конфигурации), диаметра и шероховатости твердой частицы, от свойств жидкой среды и скорости обтекания.

Для ньютоновских жидкостей вязкостью η критерий Рейнольдса определяется так:

$$Re_p = \frac{u d_{ec} \rho_f}{\eta}, \quad (7.8)$$

а коэффициент c зависит только от формы частицы и значения Re_p .

Больше всего экспериментальных данных получено относительно падения сферы в ньютоновской жидкости. Типичная диаграмма зависимости коэффициента c от критерия Re_p представлена на рис. 7.3 [4]. Различают три режима течения в окрестности твердой частицы: ламинарный, переходный и турбулентный.

В ламинарном режиме сопротивление движению частицы целиком определяется силами вязкости. Коэффициент сопро-

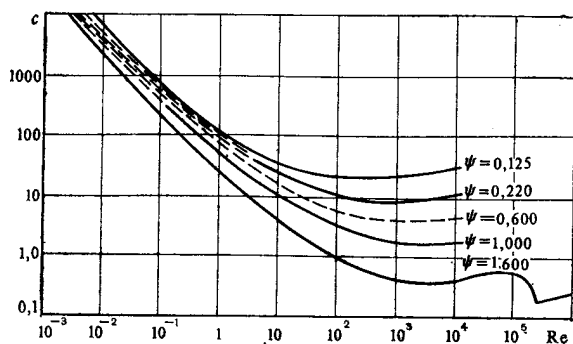


Рис. 7.3. Изменение коэффициента сопротивления движению твердых частиц в ньютоновской жидкости [4]

тивления c изменяется обратно пропорционально критерию Рейнольдса. При очень малых значениях Re_p (меньше 1) допускается, что

$$c = 24/Re_p. \quad (7.9)$$

Если подставить это выражение в уравнение (7.6), получим формулу Стокса:

$$u = \frac{d^2 (\rho_r - \rho_f) g}{18\eta}. \quad (7.10)$$

Это соотношение используется для определения вязкости жидкостей в вискозиметрах с падающим шариком.

В турбулентном режиме при достаточно больших значениях критерия Re_p (более 1000) вязкость уже не играет никакой роли: ее повышение способствует уменьшению скорости падения лишь в той степени, в какой она (вязкость) способна вызвать изменение режима течения. В этой зоне величина c остается практически постоянной; для сфер принимается значение c , равное 0,44.

Для переходного режима предлагались различные эмпирические соотношения, среди которых и формула Аллена [4]:

$$c = \frac{30}{Re_p^{0,625}}. \quad (7.11)$$

Однако частицы бурового шлама являются далеко не сферическими. В лабораторных условиях исследовались различные геометрические формы: диски, цилиндры, призмы и т. д. В 1934 г. Ваддель ввел так называемый коэффициент сферичности ψ как отношение площадей поверхности сферы и рассматриваемой частицы одинакового объема. При уменьшении ψ от 1 до 0,4 коэффициент c возрастает от 0,44 до 9.

Престон Мур [5] исследовал поведение шлама мергеля и известняка в водоглицериновом растворе, а Удо Цейдлер [6] — частиц шлама различной формы и размеров также в глицериновом растворе; они получили зависимости $c=c(Re_p)$, приведенные на рис. 7.4.

Престон Мур рекомендует следующие эмпирические соотношения:

$$c = 40/Re_p \quad \text{при} \quad Re_p \leq 1; \quad (7.12)$$

$$c = 22/\sqrt{Re_p} \quad \text{при} \quad Re_p \in [10, 100]; \quad (7.13)$$

$$c = 1,5 \quad \text{при} \quad Re_p > 2000. \quad (7.14)$$

Если подставить выражение c из соотношения (7.13) в уравнение (7.6), получим скорость падения частицы в переходном режиме

$$u = 0,154d_{ec} \sqrt[3]{\frac{g^2(\rho_r - \rho_f)^2}{\eta\rho_f}}. \quad (7.15)$$

После обработки своих опытных данных Удо Цейдлер пришел к выводу, что в достаточно широком диапазоне изменения критерия Рейнольдса кривую $Re_p = f(cRe_p^2)$ в логарифмических координатах можно аппроксимировать рядом отрезков прямой с наклоном m , т. е.

$$Re_p = a(cRe_p^2)^m. \quad (7.16)$$

С учетом равенств (7.8) и (7.16) соотношение (7.6) примет вид

$$u = a \left(\frac{4g}{3} \right)^m \frac{d_{ec}^{3m-1}}{\eta^{2m-1}} \frac{(\rho_r - \rho_f)^m}{\rho_f^{1-m}}. \quad (7.17)$$

При $Re_p = 2 \div 1500$ были вычислены значения a и m , представленные в табл. 7.1. В ней приведены также формулы Стокса при $Re_p \approx 1$ и Риттингера при $Re_p > 1500$ применительно к частицам бурового шлама.

Вновь отмечается, что при больших значениях критерия Re_p влияние вязкости уменьшается, а роль конфигурации частиц, напротив, становится преобладающей. Так, при $Re_p \in [1500, 200\,000]$ скорость падения частичек шлама почти в 3 раза меньше скорости падения сферы, тогда как при $Re_p = 1$ это соотношение равно 1,4, а при $Re_p < 1$ оно приближается к единице.

Следует отметить, что значения коэффициента c для турбулентного режима имеют большой разброс: по Муру, 1,5; по Цейдлеру, 3,13; по Чьену [7], 1,75; Уолкер и Мейз [8], отождествляя частицы шлама с дисками, получили значение c , равное 1,12.

Скорость проскальзывания зависит также от ориентации частиц при падении. Последняя, в свою очередь, есть функция

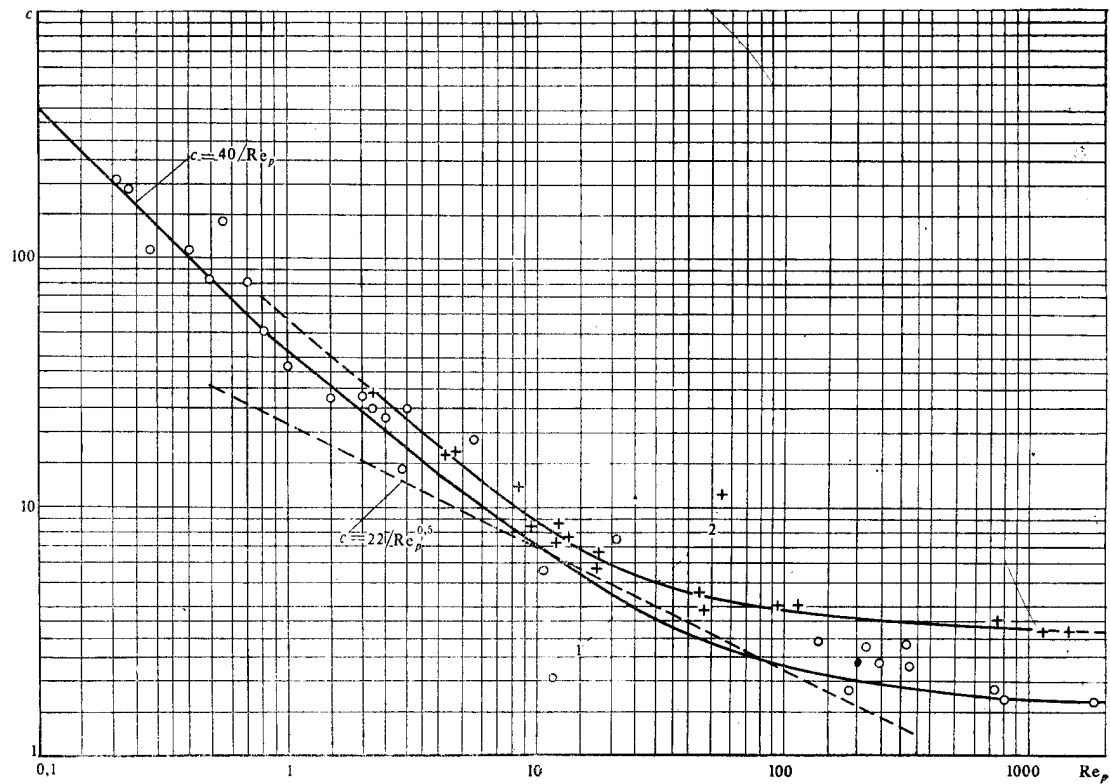


Рис. 7.4. Изменение коэффициента сопротивления движению частиц в ньютоновской жидкости, по Муру и Цейдлеру:
1 — Престон Мур; 2 — Удо Цейдлер

Т а б л и ц а 7.1

Критерий Re_p	Кон- станта a	Экспо- нента m	Формула
~ 1	0,029	1	$u = 0,386 \frac{d_{ec}^2}{\eta} (\rho_p - \rho_f)$
2—15	0,049	0,782	$u = 0,367 \frac{d_{ec}^{1,346}}{\eta^{0,564}} \frac{(\rho_p - \rho_f)^{0,782}}{\rho_f^{0,218}}$
15—80	0,172	0,612	$u = 0,828 \frac{d_{ec}^{0,836}}{\eta^{0,224}} \frac{(\rho_p - \rho_f)^{0,612}}{\rho_f^{0,388}}$
80—1500	0,441	0,516	$u = 1,66 \frac{d_{ec}^{0,548}}{\eta^{0,032}} \frac{(\rho_p - \rho_f)^{0,516}}{\rho_f^{0,484}}$
> 1500	0,575	0,500	$u = 2,08 d_{ec}^{0,5} \frac{(\rho_p - \rho_f)^{0,5}}{\rho_f^{0,5}}$

критерия Рейнольдса, соотношения поперечных размеров частицы и канала, а также ряда других факторов. Установлено, что при малых (менее 10) значениях критерия Re_p частицы падают ребром, а при больших — «плашмя».

Обычно допускается, что скорость падения шлама составляет 30—40 % скорости падения сферы. Ввиду разнообразия формы твердых частиц можно говорить лишь о средних, статистических значениях.

Для неньютоновских жидкостей эти процессы еще более сложные. В определение критерия Re_p следует вводить эффективную вязкость жидкости в окрестности рассматриваемой частицы. Эта вязкость определяется как отношение напряжения сдвига к скорости деформации, которые распределены неравномерно и их очень трудно оценить. Известны некоторые теоретические исследования [9, 10] движения сферы в неньютоновской жидкости, однако полученные соотношения не имеют практического применения.

Рассмотрим несколько относительно простых способов, основанных на экспериментальных результатах. Так, для бингамовских жидкостей, обозначив через a соотношение между диаметром d рассматриваемой частицы и диаметром d_0 наибольшей частицы, оставшейся во взвешенном состоянии, Шищенко установил, что при $a < 3$ режим обтекания частицы ламинарный; при $3 \leq a \leq 7$ режим переходный и при $a > 7$ режим обтекания турбулентный.

В ламинарном режиме, как показал Шищенко,

$$u = \frac{\tau_0 d}{\eta_p} \psi(a), \quad (7.18)$$

где $\psi(a)$ — экспериментальная функция, график которой приведен на рис. 7.5.

В переходном и турбулентном режимах обтекания скорость проскальзывания частицы вычисляется по формуле Риттингера (7.6), в которой коэффициент сопротивления c зависит от конфигурации частицы и параметра a . Значение коэффициента $k = \sqrt{4g/3c}$ можно определить из графика (рис. 7.6). Для частиц бурового шлама скорость проскальзывания принимается равной 0,3—0,4 аналогичной скорости для сферы.

Пример 7.1. Пусть жидкость имеет такие характеристики: плотность $\rho_f = 1300$ кг/м³, пластическая вязкость $\eta_p = 20$ мПа·с и динамическое напряжение сдвига $\tau_0 = 5$ Па. С какой скоростью в такой жидкости будет падать частица бурового шлама диаметром $d = 12$ мм и плотностью $\rho_r = 2500$ кг/м³?

Решение

Методом последовательных приближений с помощью соотношения (7.3) и графика на рис. 7.1 определим, что $d_0 \approx 6$ мм.

Параметр $a = 12/6 = 2$, что меньше 3, т. е. режим обтекания ламинарный.

Из графика (см. рис. 7.5) найдем, что $\Psi(a) = 0,042$. Используя соотношение (7.18), определим скорость падения частицы

$$u = \frac{5 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{20 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,042 = 0,126 \text{ м/с.}$$

Если использовать непосредственно рис. 7.6 (для плоских частиц), то $k = 1,3$ и

$$u = 1,3 \sqrt{\frac{12 \cdot 10^{-3} (2500 - 1300)}{1300}} = 0,137 \text{ м/с}$$

Полученные два значения величины u достаточно близки.

При наличии реограммы бурового раствора Престон Мур и Цейдлер предлагают использовать уравнения, полученные для ньютоновских жидкостей, заменяя вязкость η кажущейся вязкостью, соответствующей скорости сдвига вблизи стенки канала течения.

Уолкер и Мейз, моделируя частицы шлама диском толщиной h_p , равной $2/3$ диаметра равнозначной сферы, полагали, что приемылемы следующие соотношения:

$$c = \frac{24}{Re_p} \text{ для ламинарного режима при } Re_p < 1;$$

$$c = \frac{24}{Re_p^{2/3}} \text{ для переходного режима при } 1 \leq Re_p \leq 100; \quad (7.19)$$

$$c = 1,12 \text{ для турбулентного режима при } Re_p > 100. \quad (7.20)$$

Методом последовательных приближений они нашли выражение для среднего напряжения сдвига, создаваемого падаю-

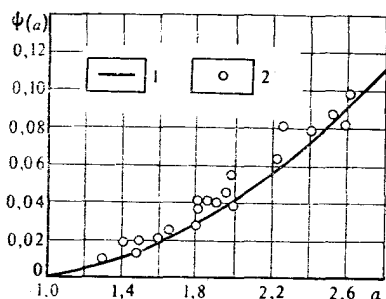


Рис. 7.5. Изменение функции ψ , введенной Шищенко [1]: 1 — теоретические данные; 2 — экспериментальные данные

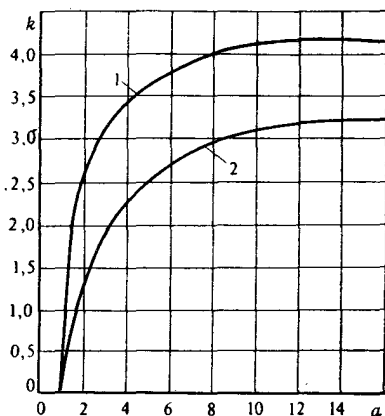


Рис. 7.6. Изменение коэффициента $k = \sqrt{4g/3c}$ в формуле Риттингера, по Шищенко [1]: 1 — сфера; 2 — плоская частица

щей частицей; это выражение хорошо согласуется с экспериментальными данными, а именно

$$\tau_p = 2,18 \sqrt{h_p (\rho_r - \rho_f)}, \quad (7.21)$$

где τ_p выражается в Па, ρ — в кг/м^3 , h_p — в м.

Применительно к переходному режиму, если подставить соотношение (7.19) в уравнение (7.6), а в выражении (7.8) η заменить параметром $\tau_p/\dot{\gamma}$ (где $\dot{\gamma}$ — средняя скорость сдвига), получим

$$u = \left(\frac{g}{12}\right)^{3/4} \frac{1}{(2,18)^{3/2}} \sqrt{\frac{h_p d (\rho_r - \rho_f)}{\sqrt{\rho_f}}} \dot{\gamma} = 0,267 \tau_p \sqrt{\frac{d \dot{\gamma}}{\sqrt{\rho_f}}}. \quad (7.22)$$

Подобное соотношение можно получить и для ламинарного режима. Поскольку диски при падении ориентированы ребром вниз, коэффициент трения следовало бы пересчитать с помощью измененного уравнения (7.21). Однако такие расчеты весьма сложны, а результаты лишь незначительно отличаются от полученных путем экстраполяции уравнения (7.22). Поэтому последнее соотношение рекомендуется и для ламинарного режима.

Для турбулентного режима с учетом выражений (7.19) и (7.21) соотношение (7.6) запишется в таком виде:

$$u = \sqrt{\frac{2g}{1,12}} \frac{\tau_p}{2,18 \sqrt{\rho_f}} = 1,92 \frac{\tau_p}{\sqrt{\rho_f}}. \quad (7.23)$$

Скорость сдвига в окрестности частицы

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_p}{\eta_{ef}} = \frac{\tau_p Re_p}{u d \rho_f} = \frac{2,18 Re_p}{d \sqrt{\frac{2g}{c} \rho_f}}. \quad (7.24)$$

При $Re_p = 100$ и $c = 1,12$ найдем граничную величину $\dot{\gamma}_c$ между переходным и турбулентным режимами обтекания

$$\dot{\gamma}_c = \frac{2,18 \cdot 100}{d \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{1,12} \rho_f}} = \frac{52}{d \sqrt{\rho_f}}. \quad (7.25)$$

По реограмме жидкости определяется значение скорости сдвига, соответствующее напряжению, вычисленному с помощью соотношения (7.21). Путем сравнения этого значения с $\dot{\gamma}_c$ уточняется режим течения.

Приведенные здесь зависимости применимы для любого типа жидкости; в 95 % случаев разница между измеренными и расчетными значениями не превышает ± 20 %.

Пример 7.2. Определить скорость падения твердой частицы диаметром $d = 12$ мм и плотностью $\rho_r = 2500$ кг/м³ в жидкости плотностью $\rho_f = 1300$ кг/м³, реограмма которой приведена на рис. 5.2.

Решение

Вычисляется критическая скорость сдвига с помощью соотношения (7.25):

$$\dot{\gamma}_c = \frac{52}{12 \cdot 10^{-3} \sqrt{1300}} = 120 \text{ с}^{-1}.$$

Напряжение сдвига, создаваемое частицей, толщина которой произвольно принимается равной $2/3$ диаметра:

$$\tau_p = 2,18 \sqrt{8 \cdot 10^{-3} (2500 - 1300)} = 6,75 \text{ Па}.$$

Из реограммы определим $\dot{\gamma} = 165 \text{ с}^{-1}$, что больше, чем 120 с^{-1} . Следовательно, режим обтекания турбулентный и с помощью соотношения (7.23) найдем, что

$$u = 1,92 \frac{6,75}{\sqrt{1300}} = 0,36 \text{ м/с}.$$

В случае падения твердой частицы в жидкости, текущей ламинарно, режим ее обтекания может быть ламинарным, переходным или турбулентным. Если режим течения жидкости турбулентный, то обтекание может быть только турбулентным.

7.3. СКОРОСТЬ ВЫНОСА БУРОВОГО ШЛАМА

Абсолютная скорость, необходимая для подъема выбуренной породы с забоя на поверхность, определяется темпом накопления шлама на забое (следовательно, скоростью проходки) и максимально допустимой объемной долей твердой фазы в циркулирующей жидкости.

Примем следующие обозначения:

c_{si} — объемная доля твердых частиц в жидкости, находящейся в кольцевом пространстве; D_s — диаметр скважины;

d_p — наружный диаметр бурильных труб; v_m — механическая скорость проходки; v_r — средняя скорость подъема шлама (твердых частиц).

Объемная доля твердых частиц определяется соотношением между их объемом и объемом жидкости в кольцевом пространстве:

$$c_{si} = \frac{D_s^2 v_m}{(D_s^2 - d_p^2) v_r}, \quad (7.26)$$

откуда

$$v_r = \frac{D_s^2}{D_s^2 - d_p^2} \frac{v_m}{c_{si}} = \frac{1}{1 - \frac{d_p^2}{D_s^2}} \frac{v_m}{c_{si}}. \quad (7.27)$$

Следует отметить, что при установившемся движении жидкости за счет эффекта проскальзывания объемная доля c_i в кольцевом пространстве выше, чем на входе в циркуляционную систему и выходе из нее.

Действительно,

$$c_i = \frac{Q_p}{Q_p + Q_f} = \frac{c_{si} v_r}{c_{si} v_r + v_{as}} \approx c_{si} \frac{v_r}{v_{as}} \approx c_{si} \left(1 - \frac{u}{v_{as}}\right), \quad (7.28)$$

где Q_p и Q_f — объемная скорость поступления шлама и расход жидкости соответственно; v_{as} — средняя скорость восходящего потока жидкости, предполагаемая равной сумме $(u + v_r)$.

Поскольку объемная доля твердой фазы обычно не превышает нескольких процентов, считается возможным пренебречь скоростью поступления шлама по сравнению с расходом жидкости.

Согласно соотношению (7.27), скорость подъема шлама должна быть тем выше, чем больше скорость проходки и диаметр долота и чем уже кольцевое пространство скважины.

Что касается концентрации c_{si} , существуют различные критерии адекватного выбора.

1. Наиболее приемлемый критерий предложил Пиготт [11] в 1941 г. (впоследствии Гопкин подтвердил его практическую ценность): допускается максимальная объемная доля шлама, при превышении которой возникает опасность образования сальников и прихватов, а именно при $c_{si} = 5\%$. Если промывочной жидкостью служат вода или другие легкие жидкости пониженной вязкости, то эта максимальная доля уменьшается до 2%. При больших диаметрах долота иногда предусматривается ограничение скорости проходки.

2. Другой вариант указанного критерия предполагает определенное увеличение плотности бурового раствора, содержащего шлам, по сравнению с закачиваемым раствором, например $\Delta\rho = 30 \text{ кг/м}^3$.

Если плотность бурового раствора в кольцевом пространстве определить по формуле

$$\rho_f' = (1 - c_{st}) \rho_f + c_{st} \rho_p, \quad (7.29)$$

то

$$c_{st} = \frac{\rho_f' - \rho_f}{\rho_p - \rho_f}. \quad (7.30)$$

Если подставить это выражение в уравнение (7.27), получим

$$v_r = \frac{D_s^2 v_m}{D_s^2 - d_p^2} \frac{(\rho_p - \rho_f)}{(\rho_f' - \rho_f)}. \quad (7.31)$$

3. Чьен предлагает в качестве критерия для определения скорости подъема шлама использовать давление бурового раствора на забое скважины. При увеличении восходящей скорости раствора объемная доля твердой фазы снижается, уменьшается средняя плотность ρ_f , а вместе с ней и гидростатическое давление. В то же время растут гидродинамические потери давления в кольцевом пространстве. Естественно предположить, что существует оптимальная скорость восходящего потока, которой соответствует минимальное значение средней эквивалентной плотности бурового раствора.

Чьен доказал справедливость этого предположения для бингамовских жидкостей. Он определяет скорость проскальзывания частиц по формуле Риттингера с показателем $c=1,75$,

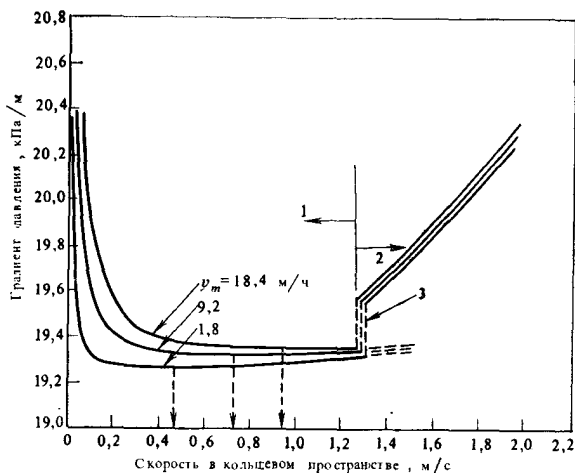


Рис. 7.7. Зависимость давления на забое скважины от скорости восходящего потока бурового раствора и от механической скорости проходки [7]. (Условия в скважине: $D_s=260$ мм; $d_{pi}=127$ мм; $\rho_f=1920$ кг/м³; $\eta_p=40$ мПа·с; $\tau_0=7,2$ Па; $d_p=9,5$ мм; $\rho_p=2650$ кг/м³; $\alpha=1,23$; $\lambda_t=0,052$): 1 — ламинарный режим; 2 — турбулентный режим; 3 — переходный режим при 1,3 м/с

а для расчета потерь давления в кольцевом пространстве использует некоторые упрощенные уравнения. На рис. 7.7 наглядно проиллюстрирован этот подход на конкретном примере. Как правило, оптимальная скорость восходящего потока соответствует ламинарному режиму, однако она может соответствовать и турбулентному режиму в случае течения маловязкой жидкости в узком кольцевом пространстве. Эти оптимальные скорости, рассчитанные для трех скоростей проходки, рассматриваемых в примере (см. рис. 7.7), равны 0,46, 0,74 и 0,96 м/с, однако могут быть использованы и меньшие значения: 0,35, 0,45 и 0,60 м/с.

Отмечено, что при изменении скорости восходящего потока в достаточно широких пределах давление на забое меняется незначительно.

Экспериментально доказано, что при разбурировании твердых пород скорости выноса шлама 0,10—0,15 м/с являются вполне достаточными. В мягких породах при больших скоростях проходки скорости подъема бурового шлама должны быть гораздо выше, однако при этом следует учитывать возможные осложнения в стволе скважины.

7.4. СКОРОСТЬ ВОСХОДЯЩЕГО ПОТОКА БУРОВОГО РАСТВОРА

Представляется естественным рассматривать абсолютную скорость подъема выбуренной породы в восходящем потоке бурового раствора как разницу средней скорости потока и скорости проскальзывания, т. е. падения частиц в жидкой среде. Следовательно, необходимая скорость восходящего потока

$$v_{as} = u + v_r. \quad (7.32)$$

Иначе говоря, минимальная скорость восходящего потока, при которой начинается эффективная «эвакуация» твердых частиц породы, равна скорости их свободного падения. Этот факт неоднократно подтверждался, в том числе опытами Сиффермана [12].

Тем не менее многочисленными экспериментами доказано, что скорость подъема шлама приблизительно соответствует разнице $(v_{as} - u)$, где величина u определена для неподвижной жидкости в неограниченном пространстве. Иногда отмечали, что время подъема шлама с забоя скважины до поверхности в несколько раз больше расчетного по указанной разнице [6]. Не всегда частицы меньших размеров достигают поверхности первыми, хотя их скорость проскальзывания меньше. Вынос на поверхность таких частиц может оказаться более затруднительным, чем подъем крупных частиц. Сифферман установил, что фактическая средняя скорость подъема шлама меньше теоретической на 10—15 % при ламинарном режиме и на 20—25 % при турбулентном режиме течения бурового раствора.

Эти несоответствия объясняются некоторыми дополнительными явлениями, а именно: неравномерностью профиля скоростей восходящего потока, эксцентриситетом и вращением колонны бурильных труб, влиянием стенок, разнообразием конфигураций и размеров частиц бурового шлама, их взаимодействием, искривлением ствола скважины и т. п.

В ньютоновских жидкостях при ламинарном режиме течения вследствие параболической формы профиля скоростей на частицы действует так называемый опрокидывающий момент и они перемещаются к стенкам, где скорость течения меньше. Здесь частицы могут оставаться без движения или скользить вниз до тех пор, пока их не «подхватит» вновь и не увлечет восходящий поток жидкости. Этот процесс может повторяться многократно. Траектория движения частиц зависит от соотношения их поперечных размеров и зазора между бурильными трубами и стенками скважины. Более мелкие частицы, имеющие форму чешуек, дольше транспортируются восходящим потоком, поскольку ориентируются ребрами по направлению потока и, как указывалось, при перемещении образуют петли. Более крупные частицы располагаются, как правило, перпендикулярно к направлению течения и выносятся быстрее [13].

В бингамовских жидкостях, когда жесткое ядро течения занимает значительную часть проходного сечения, как и в псевдопластичных жидкостях при малых n , благодаря уплотнению профиля скоростей транспортирование частиц шлама проходит более упорядоченно.

По этой же причине турбулентный режим считается более благоприятным для выноса бурового шлама, чем ламинарный [6, 13, 14]. Жидкости пониженной вязкости, как было установлено, обеспечивают лучшую очистку забоя по сравнению с более вязкими именно благодаря наличию турбулентного режима. Однако существует также мнение о том, что турбулентность ухудшает транспортирование шлама [2, 3, 15].

Вообще говоря, каждый из этих двух режимов движения имеет не только определенные преимущества, но и свои недостатки.

Так, в ламинарном режиме скорость проскальзывания частиц, а следовательно, и скорость восходящего потока малы; они могут в широких пределах подвергаться регулированию посредством изменения реологических характеристик бурового раствора. Опасность размыва стенок скважины сравнительно невелика. Однако ламинарный режим течения имеет и недостатки: увеличение длительности транспортирования шлама повышает вероятность диспергирования твердых частиц и загустевания бурового раствора; затрудняется перенос плоских частиц; появляется возможность образования застойных зон в узких каналах, кавернах и в местах изменения проходного сечения; существуют области местной (локальной) турбулент-

ности, где частицы шлама проскальзывают (падают) с более высокой скоростью.

По мнению Чьена, соотношение (7.32) следует изменить следующим образом:

$$v_{as} = \alpha u + v_r, \quad (7.33)$$

где α — коэффициент, учитывающий характер профиля скоростей. В турбулентном режиме $\alpha \approx 1$, поскольку более чем в 80 % площади проходного сечения канала течения скорости превышают среднее по сечению значение. В ламинарном режиме коэффициент α следует принимать бóльшим единицы. Его можно определить из графиков (рис. 7.8) в зависимости от реологических характеристик раствора в предположении, что по крайней мере 80 % площади проходного сечения канала занято областью течения, где скорости выше среднего по сечению значения. Чем более развиты псевдопластичные свойства жидкости, тем уплощеннее профиль скоростей и тем быстрее коэффициент α стремится к единице.

Использование псевдопластичных жидкостей с наименьшими значениями показателя n или минимальным отношением η_p/τ_0 рекомендуется еще и потому, что такие жидкости обладают высокой кажущейся вязкостью в кольцевом пространстве, где скорости сдвига невелики, а в насадках долота их вязкость мала, что способствует улучшению промывки забоя (см. главу 8).

Вращение бурильной колонны благоприятным образом сказывается на транспортировании шлама: способствует перемещению частиц шлама в зоны более высоких скоростей и их эвакуации из застойных зон, а главное, способствует турбулизации потока раствора [6, 16]. Однако следует отметить, что в жидкостях с ярко выраженным псевдопластичным характером высокие частоты вращения могут привести к разжижению

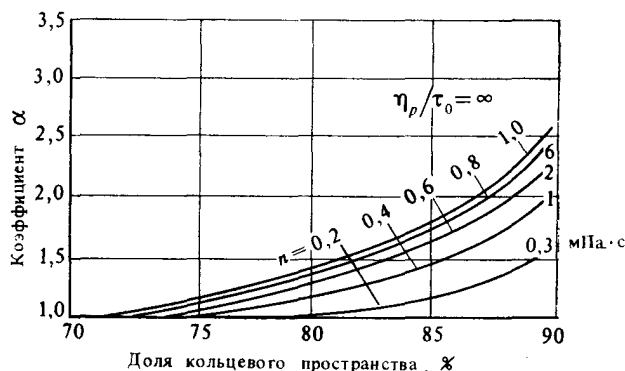


Рис. 7.8. Изменение коэффициента α , входящего в уравнение (7.33)

бурового раствора и, следовательно, к увеличению скорости проскальзывания (падения) частиц шлама.

Если размеры частиц шлама близки к поперечным размерам канала течения, тогда возникает и пристенный эффект, в результате чего скорость падения частиц уменьшается. Несколько эмпирических уравнений было предложено Шумиловым [17], Ухановым [18], Агаевым [19] и др.

В наклонных скважинах твердые частицы скапливаются на нижней стенке ствола. Если бурильная или обсадная колонна прилегает к стенке скважины или располагается в стволе с высоким эксцентриситетом, то в узкой части кольцевого пространства образуются зоны с повышенным содержанием твердой фазы или заполненные гелеобразным раствором, которые невозможно очистить даже при очень высоких скоростях восходящего потока бурового раствора.

Можно заключить, что к определяющим факторам, влияющим на эффективность выноса бурового шлама из скважины, относятся размеры и конфигурация частиц шлама, средняя скорость потока бурового раствора, реологические свойства раствора при ламинарном режиме обтекания и разница плотностей породы и раствора.

Для определения расчетного диаметра обломков породы, выбуренных шарошечным долотом, предлагается следующее уравнение:

$$d = 0,56 \sqrt{(t-b)l}, \quad (7.34)$$

где t — максимальный шаг зубьев шарошки; b — ширина зубьев в плоскости забоя; l — высота зубьев.

При использовании алмазных долот частицы выбуренной породы сравнительно мелкие и их вынос на поверхность не вызывает особых затруднений.

Поскольку обломки породы со стенок скважины могут оказаться значительно крупнее, чем буровой шлам, и приближаться по размерам к величине зазора между стенкой скважины и соединительной муфтой бурильных труб, иногда в качестве расчетного диаметра d принимается величина кольцевого зазора.

Если над утяжеленными бурильными трубами устанавливается шламоуловитель, то посредством гранулометрического анализа можно определить эквивалентный диаметр частицы основной фракции.

Как уже отмечалось, повышенная вязкость раствора и высокая скорость восходящего потока благоприятствуют транспортированию бурового шлама. Однако их увеличение неминуемо ведет к росту потерь давления в кольцевом пространстве. Это часто сопровождается опасностью разрыва пластов и поглощения бурового раствора, размыва кольматационной корки и спабсцементированных пород; поэтому следует

придерживаться определенных ограничений. Иногда скорость потока ограничивается мощностью буровых насосов.

Для предотвращения опасности размыва стенок скважины (например, представленных крутопадающими слоями сухих и сыпучих мергелей) существуют две возможности: поддержание ламинарного режима течения в кольцевом пространстве и уменьшение напряжения сдвига вблизи стенки.

Если для упрощения принять понятие эквивалентного диаметра кольцевого пространства в виде $D_{ec} = (D_s - d_p)$, то можно показать, что в ламинарном режиме течения напряжение сдвига на стенке скважины

$$\tau_p = \frac{8\eta_{ef}v_{as}}{D_s - d_p}; \quad (7.35)$$

для уменьшения этого напряжения необходимо снижать эффективную вязкость и скорость потока либо увеличивать радиальный размер кольцевого пространства.

Если в этих условиях существует опасность осаждения шлама при очередном спуске долота на забой, то одним из наиболее приемлемых вариантов является периодическая закачка в скважину «пробок» очень вязкого бурового раствора, что способствует значительному улучшению очистки ствола от выбуренной породы без существенного увеличения потерь давления.

Графический способ анализа процессов, связанных с течением раствора в кольцевом пространстве, рекомендовала фирма «Магкобар» [20]. Согласно данным, полученным этой фирмой при проходке сыпучих меловых мергелей в Канаде, в зоне утяжеленных буровых труб потери давления не должны превышать 0,2 МПа/100 м. Иногда единственный способ уменьшения этих потерь заключается в уменьшении диаметра УБТ.

При опасности осложнений в процессе транспортирования шлама часто рекомендуется поддерживать скорость восходящего потока выше некоторого критического значения, определяемого возможностью образования сальников, осаждения бурового шлама, прихвата буровой колонны или долота.

Так, Фуллертон рекомендует следующее соотношение между скоростью восходящего потока (в м/с), диаметром долота (в мм) и плотностью бурового раствора (в кг/м³):

$$v_{as}D_s\rho_f = 188. \quad (7.36)$$

Это соотношение отражено графически на рис. 7.9 и дает, как правило, надежные оценки необходимых скоростей восходящего потока даже при высоких скоростях проходки и особенно при малых диаметрах применяемых долот.

На практике при используемых в настоящее время расходах бурового раствора осложнения, связанные с выносом бурового шлама, возможны лишь при бурении верхних интерва-

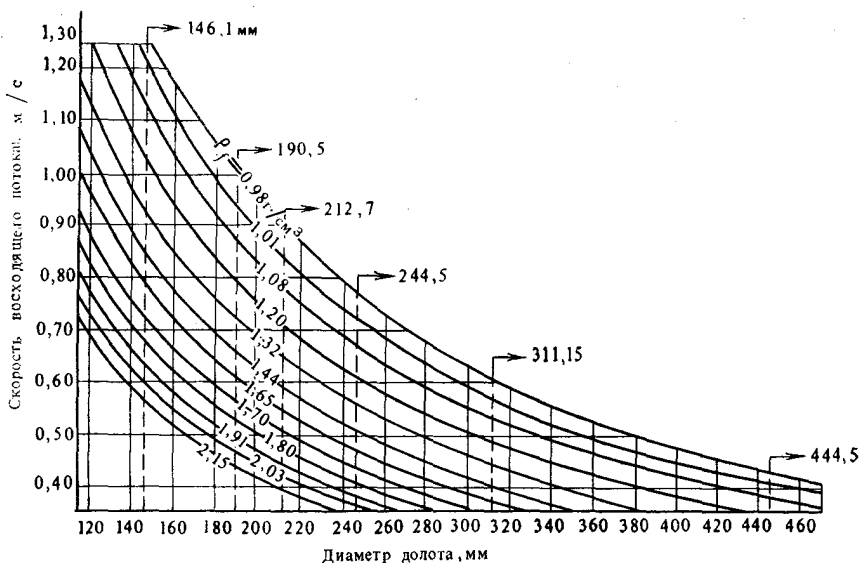


Рис. 7.9. Оптимальная скорость восходящего потока, по Фуллертону

лов ствола скважины, где размер кольцевого пространства и скорости проходки велики, слабосцементированные пласты склонны к обваливанию с возникновением каверн, а используемые буровые растворы имеют низкую плотность и вязкость. На больших глубинах проблема выноса шлама менее острая благодаря существующим условиям в скважине.

Пример 7.3. В скважине глубиной $H=2000$ м и диаметром $D_s=212,7$ мм циркулирует буровой раствор плотностью $\rho_f=1600$ кг/м³ при оптимальном расходе $Q=16$ л/с. С помощью вискозиметра Фанн (модели 34) замерено: $\Phi_{600}=75$ и $\Phi_{300}=45$. Диаметр бурильных труб в скважине $d_p=127$ мм. Скорость проходки $v_m=6$ м/ч. Предположим, что средний диаметр наиболее крупных частиц шлама $d=10$ мм, а их плотность $\rho_r=2600$ кг/м³. Требуется оценить условия транспортирования бурового шлама из скважины.

Решение

Средняя скорость восходящего потока в кольцевом пространстве

$$v_{as} = \frac{16 \cdot 10^{-3}}{0,785 (0,2127^2 - 0,127^2)} = 0,70 \text{ м/с.}$$

Из графиков (см. рис. 7.9) при $D_s=212,7$ мм и $\rho_f=1600$ кг/м³ определим $v_{as}=0,56$ м/с, что меньше 0,70 м/с. Проверим, являются ли условия транспортирования шлама удовлетворительными.

Напряжение сдвига вблизи частиц, согласно уравнению (7.21),

$$\tau_p = 2,18 \sqrt{(2/3) 10 \cdot 10^{-3} (2600 - 1600)} = 5,63 \text{ Па.}$$

Предположим, что жидкость относится к типу Оствальда — де Ваале (в области низких скоростей сдвига эта модель лучше описывает поведение

реального бурового раствора, чем бингамовская). С помощью уравнений (5.77) и (5.78) определим

$$n = 3,32 \lg \frac{75}{45} = 0,736;$$

$$K = \frac{5,11}{511^{0,736}} 45 = 2,34 \text{ Па} \cdot \text{с}^n.$$

Скорость сдвига вблизи частиц шлама

$$\dot{\gamma} = \left(\frac{\tau_p}{K} \right)^{1/n} = \left(\frac{5,63}{2,34} \right)^{1/0,736} = 3,3 \text{ с}^{-1}.$$

Используя соотношение (7.25), определим критическое значение скорости сдвига

$$\dot{\gamma}_c = \frac{52}{10 \cdot 10^{-3} \sqrt{1600}} = 130 > 3,3 \text{ с}^{-1}.$$

Следовательно, режим обтекания частиц ламинарный, если режим течения раствора также ламинарный. Действительно, согласно уравнению (4.161), $Re = 127$, т. е. много меньше критического значения, установленного по формуле (4.213); $Re_{cr} = 2853$.

Из выражения (7.22) следует, что скорость падения частиц

$$u = 0,267 \cdot 5,63 \sqrt{\frac{10 \cdot 10^{-3} \cdot 3,3}{\sqrt{1600}}} = 0,043 \text{ м/с}.$$

Принимая максимальную объемную долю частиц шлама в жидкости, находящейся в кольцевом пространстве, $c_{si} = 5\%$, из соотношения (7.27) определим требуемую скорость подъема шлама

$$v_r = \frac{0,2127^2}{0,2127^2 - 0,127^2} \frac{6}{3600 \cdot 0,05} = 0,052 \text{ м/с}.$$

В предположении, что скорость течения превышает среднее значение более чем 80% ширины зазора $(D_s - d_p)/2$, из графиков (см. рис. 7.8) следует $\alpha \approx 1,3$.

Наконец, необходимая скорость восходящего потока раствора

$$v_{as} = 1,3 \cdot 0,043 + 0,052 = 0,108 \text{ м/с}.$$

Это значение намного меньше оптимального (0,7 м/с); следовательно удовлетворительное транспортирование шлама будет обеспечиваться даже при некотором расширении ствола скважины или при больших скоростях механической скорости бурения.

При скорости восходящего потока $v_{as} = 0,7$ м/с способны подниматься и более крупные частицы шлама, причем побочными эффектами (например, снижением вязкости раствора в скважине вследствие его разогрева) можно пренебречь. Более того, вязкость бурового раствора в данном случае можно значительно снизить без опасения каких-либо осложнений, тем самым будут уменьшены потери давления во всей циркуляционной системе.

В работе [21] изложена методика расчета промывки скважины в период ее подготовки к креплению и цементированию с определением расхода бурового раствора и длительности циркуляции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Šišcenko R. I. si Esmen B. I. Praktičeskaja ghidravlika v burenii*. Moskva, Nedra, 1966.
2. *Lipatov V. I. si Šumilov L. P. O dvijenii tverdih ceastiť v voshode-*

așcem potoke rastvora. In: Trudî VNIIBT, vol. XXIV, Moskva, 1970, p. 74—79.

3. *Hopkin E. A.* Factors affecting cutting removal during rotary drilling. In: J. Petr. Tech., iunie 1967, p. 807—814.

4. *Govier G. M. si Aziz K.* The flow of complex mixtures in pipes. Van Nostrand Reinholdt Co., 1972.

5. *Moore P. L.* Drilling practices manual. Petr. Publishing Co., Tulsa, USA, 1974.

6. *Zeidler H. Udo.* An experimental analysis of the transport of drilled particles. In: Soc. Petr. Eng., febr. 1972, p. 39—48.

7. *Chien Sze-Foo.* Annular velocity for rotary drilling operations. In: Intern. J. Rock. Mech. Min. Sci., vol. 9, nr. 3, mai 1972, p. 403—416.

8. *Walker R. E. si Mayes T. M.* Design of muds for carrying capacity. In: J. Petr. Tech., iulie 1975, p. 893—900.

9. *Slattery J. C. si Bird R. B.* Non-newtonian flow past a sphere. In: Chem. Eng. Sci., vol. 16, 1961, p. 231.

10. *Ansley R. W. si Smith T. N.* Motion of spherical particles in a Bingham plastic. In: A. I. Ch. E. J., vol. 13, 1967, p. 1193.

11. *Pigott R. J. S.* Mud flow in drilling. In: API Dril. Prod. Prac., 1941, p. 91.

12. *Sifferman T. R. s. a.* Drill-cutting transport in full-scale vertical annuli. In: J. Petr. Tech., nov, 1974, p. 1295—1302.

13. *Williams C. E. si Bruce G. N.* Carrying capacity of drilling muds. In: Trans. AIME, vol. 192, 1951, p. 111—120.

14. *Uhanov R. F.* Nekotorie teoreticeskie zakonomernosti dvijenii ceastiț șlama pri burenii s zaboinîmi dvigateleami. In: Neft i gaz, martie 1967, p. 25—29.

15. *Hall H. N., Thompson H. si Nuss F.* Ability of drilling mud to lift bit cuttings. In: Trans. AIME, vol. 189, 1951, p. 35—46.

16. *Walker R. E.* Migration of particles to a hole wall in a drilling well. In: Soc. Petr. Eng. J., jun. 1969, p. 147—154.

17. *Sumilov P.* O transporte șlama po stvolu skvajinî. In: Neft. hoz., nr. 7, 1966, p. 27—30.

18. *Uhanov R. F.* Experimentalnoie izucenie zakonomernostei dvijenii ceastiț na modeli skvajinî. In: Neft i gaz, nr. 8, 1967, p. 30—35.

19. *Agaeu G. E.* Issledovanie dvijenii tverdoi ceastiț pri rotoronom sposome burenii. In: Neft i gaz, nr. 4, 1977, p. 32—36.

20. *Craig W. H. s. a.* Annular flow dynamics. In: Magcobar's Data Unit System, 1973, p. 100.

21. *Bulatov A. I. si Uhanov R. F.* Sovershenstvovanie gidravlicheskih metodov țementirovaniia skvajin. Moskva, Nedra, 1978, p. 7—33.

1. *Шищенко Р. И., Есьман Б. И.* Практическая гидравлика в бурении. М., Недра, 1966.

2. *Липатов В. И. и Шумилов Л. П.* О движении твердых частиц в восходящем потоке раствора.—Труды ВНИИБТ, том XXIV, 1970, с. 74—79.

14. *Уханов Р. Ф.* Некоторые теоретические закономерности движения частиц шлама при бурении с забойными двигателями.—Нефть и газ, 1967, № 3, с. 25—29.

17. *Шумилов Л. П.* О транспорте шлама по стволу скважины.—Нефтяное хозяйство, 1966, № 7, с. 27—30.

18. *Уханов Р. Ф.* Экспериментальное изучение закономерностей движения частиц на модели скважины.—Нефть и газ, 1967, № 8, с. 30—45.

19. *Агаев Г. Е.* Исследование движения твердой частицы при роторном способе бурения.—Нефть и газ, 1977, № 4, с. 32—36.

21. *Булатов А. И., Уханов Р. Ф.* Совершенствование гидравлических методов цементирования скважин. М., Недра, 1978.

Глава 8.

ПРОМЫВКА ЗАБОЯ СКВАЖИНЫ

8.1. ВВЕДЕНИЕ

Под совершенной промывкой ствола скважины и долота подразумевается немедленное и полное удаление шлама, образующегося в результате взаимодействия зубьев долота с породой. Обломки породы, созданные одним зубом, должны быть удалены до взаимодействия с породой следующего зуба таким образом, чтобы все породоразрушающие элементы долота постоянно контактировали только с породой. В таком случае при определенном количестве затраченной на породоразрушение механической энергии скорость проходки будет максимальной; иначе часть этой энергии будет расходоваться бесполезно на разрушение уже образовавшихся, но не удаленных с забоя обломков породы, в частности из-за воздействия давления столба бурового раствора в скважине. В проницаемых породах под действием этого давления на забое почти мгновенно образуется кольматационная корка, состоящая из твердых частиц бурового раствора или выбуренной породы, что уменьшает глубину проникновения зубьев в породу. Это явление известно как образование «сальника» (или шламовой «подушки») на забое.

Другая причина уменьшения скорости проходки состоит в зашламовании долота, особенно при бурении пластичных пород. В шарошечных долотах забивается шламом пространство между зубьями (и даже между шарошками), а в алмазных долотах — между алмазными резцами и матрицей долота.

Совершенная промывка забоя и долота, как и немедленное беспрепятственное удаление шлама из призабойной зоны, может быть достигнута при обеспечении эффективной циркуляции бурового раствора.

К факторам, определяющим эффективность циркуляции, относятся

- расход жидкости;
- скорость истечения струй;
- геометрия системы промывки долота: число и форма насадок (или отверстий), их расположение и расстояние до забоя;
- характеристики промывочной жидкости: плотность, содержание твердой фазы, фильтрационная способность, вязкость, смачивающая способность и т. п.;
- диаметр и форма долота;
- свойства разбурываемых пластов: прочность, степень уплотненности, проницаемость, давление и тип пластовых флюидов.

Для выяснения влияния и взаимозависимости этих факторов иногда целесообразно (чисто условно) разделить процесс промывки забоя на два этапа [1—3]: 1) удаление обломков породы с поверхности забоя и 2) вынос шлама из зоны действия зубьев долота в кольцевое пространство.

В работе [4] процесс подразделяется даже на три этапа: 1) отделение частиц породы от массива забоя; 2) их перемещение по поверхности забоя в зоны, откуда их вынос становится возможным, и 3) транспорт шлама в наддолотное кольцевое пространство.

Достижение максимальных скоростей проходки возможно лишь при оптимизации всего процесса промывки посредством применения адекватной разбуриваемым породам конструкции долота и системы его промывки, а также путем надлежащего выбора параметров промывки и характеристик промывочной жидкости.

8.2. ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ДОЛОТА

Прежде всего следует выяснить, какие давления действуют на забой скважины в процессе бурения и как они влияют на разрушение породы и вынос обломков на поверхность. Это влияние можно оценить по скорости проходки.

В дополнение к механическим усилиям со стороны зубьев долота на каждый элемент породы на забое скважины действуют:

боковое (всестороннее) давление p_c массива окружающих горных пород, создаваемое литостатическим давлением p_l ;

поровое давление p_f ;

давление p_n бурового раствора в скважине.

Боковое давление прямо пропорционально литостатическому давлению

$$p_c = K p_l = K \rho_r g H, \quad (8.1)$$

где K — коэффициент бокового распора; ρ_r — средняя плотность горных пород до глубины H .

Поровое давление считается нормальным, если соответствует гидростатическому давлению столба соленой воды плотностью 1030—1070 кг/м³ на глубине залегания пласта.

Суммарное давление бурового раствора складывается из гидростатического давления столба жидкости ($\rho_n g H$) и перепада давления в кольцевом пространстве. Кроме того, на забой действуют динамические давления, обусловленные взаимодействием струи промывочной жидкости с поверхностью забоя и поперечными потоками жидкости (см. параграф 8.5.3).

Для изучения влияния этих давлений на разрушение породы на забое проводились многочисленные лабораторные исследования. Полученные результаты [1, 5], весьма противоречи-

вые и неоднозначные, подробно не рассматриваются, однако отмечается, что скорость проходки коррелируется скорее с относительными значениями этих давлений, чем с их абсолютными значениями.

С увеличением глубины скважины и, следовательно, всестороннего давления породы становятся прочнее. Механическая скорость бурения уменьшается, что описывается уравнением в такой форме:

$$v = v_0 e^{-a_1 (H-H_0)}, \quad (8.2)$$

где v_0 — скорость проходки на заданной глубине H_0 ; a_1 — экспериментальная константа [Бургойн и Янг [6] установили, что при $H_0 = 3048$ м $a_1 = (0,3 \div 0,85) \cdot 10^{-4}$ м $^{-1}$].

В слабоуплотненных формациях с давлением флюидов в порах выше нормального механическая скорость бурения имеет тенденцию к увеличению. (Кстати, это отклонение от нормальной тенденции уменьшения механической скорости бурения с глубиной используется для обнаружения зон аномально высокого пластового давления.)

Если плотность бурового раствора регулировать так, чтобы дифференциальное давление ($p_n - p_f$) поддерживалось постоянным, эту тенденцию можно описать уравнением

$$v = v_0 e^{a_2 (\Gamma_f - \Gamma_n) H^{0,69}}, \quad (8.3)$$

где v_0 — механическая скорость бурения при $\Gamma_f = \Gamma_n$; Γ_f — градиент давления флюидов в порах (p_f/H); Γ_n — градиент нормального давления (ρ_{ag}); a_2 — константа пропорциональности (по Бургойну и Янгу, если давление выражено в паскалях, а глубина в метрах, $a_2 = (1,7 \div 3,5) \cdot 10^7$).

Особый интерес представляет влияние давления бурового раствора на забой скважины — единственного давления, которое можно регулировать. Это влияние изучалось в промысловых условиях еще в 50-х годах [7—22]. Полученные данные однозначно свидетельствуют о том, что с увеличением давления на забой скважины скорость проходки уменьшается, если остальные условия сохраняются неизменными.

Если быть более точным, на скорость проходки влияет разница между забойным давлением бурового раствора и пластовым давлением (рис. 8.1). Это дифференциальное давление играет главную роль в процессе выноса обломков выбуренной породы, но оно влияет также и на значение контактного давления, при котором начинается разрушение породы, а также на объем лунок, образующихся при разрушении породы зубьями долота [14, 15].

Используется также следующее эмпирическое уравнение:

$$v = v_0 e^{-a_3 (p_n - p_f)}, \quad (8.4)$$

где v_0 — скорость проходки при $p_n = p_f$; a_3 — экспериментальная константа (по Бургойну и Янгу, $a_3 (1,2 \div 2,3) \cdot 10^{-7}$ Па $^{-1}$).

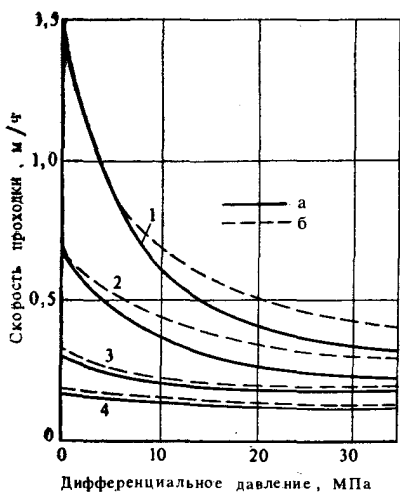


Рис. 8.1. Влияние дифференциального давления на механическую скорость бурения ($D_s=31,75$ мм, $G_s=4,5$ МН, $n=50$ об/мин) [21]: а — экспериментальные кривые; б — расчетные кривые: 1 — мергель; 2 — сланец; 3 — песчаник; 4 — доломит

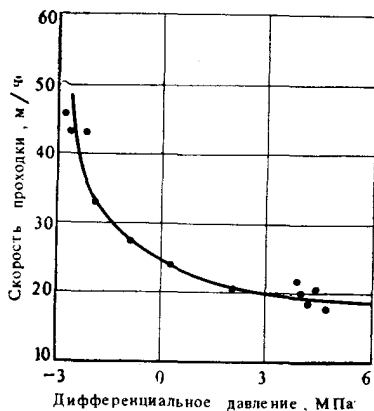


Рис. 8.2. Влияние дифференциального давления на механическую скорость бурения ($D_s=212,7$ мм, $G_s=1,35$ МН, $n=100$ об/мин, $p_{hs}=0,3$ кВт/см²) [16]

Если разницу $(p_n - p_f)$ поддерживать постоянной, механическая скорость бурения не будет зависеть от давления промывочной жидкости на забой и от всестороннего давления. Высокие скорости проходки достигаются даже при большой плотности бурового раствора, если поровое давление значительное. Более того, скорость проходки существенно возрастает, когда давление бурового раствора становится меньше пластового давления, т. е. $(p_n - p_f) < 0$ (рис. 8.2). С учетом этого были разработаны способы бурения с нулевым перепадом давления в системе «разбуриваемый пласт — ствол скважины» ($p_n = p_f$) и с отрицательным перепадом $p_n < p_f$.

Влияние дифференциального давления $(p_n - p_f)$ более ощутимо проявляется при малых его значениях, особенно в мягких или проницаемых породах, однако отмечается и при бурении в твердых и непроницаемых породах.

Фактически на буримость породы влияет не столько величина p_f , сколько разность давлений в буровом растворе и в пластовых флюидах $(p_n - p_f')$ на глубине проникновения зубьев в породу забоя. Последнее отличается от давления флюидов в массиве породы вследствие фильтрации промывочной жидкости через поверхность забоя скважины и действия зубьев долота (см. параграф 8.6.2).

Дифференциальное давление $(p_n - p_f')$ отрицательно влияет на скорость проходки двояким путем [11]:

упрочнением породы;

удержанием измельченной породы на забое.

1. Предполагается, что сопротивляемость породы разрушению в забойных условиях

$$\sigma = \sigma_0 + K(p_n - p_i'), \quad (8.5)$$

где σ_0 — сопротивляемость породы разрушению в атмосферных условиях. Коэффициент K — функция угла φ внутреннего трения породы:

$$K = \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi}. \quad (8.6)$$

Для большинства пород $\varphi = 30 \div 35^\circ$.

В твердых породах с большими значениями σ_0 увеличение сопротивляемости породы разрушению, обусловленное дифференциальным давлением, незначительно. Однако в мягких породах дифференциальное давление имеет более выраженное влияние. Этим и объясняется тот факт, что мергели и глины, встречаемые на значительных глубинах, разбуриваются столь же трудно, как и более твердые породы.

Увеличение сопротивляемости породы разрушению приводит также к уменьшению объема лунок, образуемых зубьями долота.

2. При внедрении зубьев долота в породу на забое скважины вокруг них образуется некоторый объем обломков. Они могут быть вынесены с забоя или остаться на месте (рис. 8.3). Это зависит от образования трещин в породе забоя и от результирующих сил, воздействующих на частицы шлама. Удержанию частиц шлама на забое способствуют силы давления бурового раствора F_n и силы трения частицы F_f о поверхность забоя; обе эти силы пропорциональны $(p_n - p_f')$. Уменьшение значения $(p_n - p_f')$ происходит, во-первых, при проникновении бурового раствора или его филътрата в трещины породы на забое и, во-вторых, в случае филътрации жидкости через поры породы.

В поры породы проникают как жидкая фаза, так и твердые частицы бурового раствора, что приводит к резкому уменьшению проницаемости породы на глубине $(0,5 \div 3,0)$ см от поверхности забоя. В этой зоне существует перепад между давлением бурового раствора и давлением в пласте, причем максимальные градиенты давления действуют непосредственно вблизи забоя (на глубине около 1 мм, т. е. меньше глубины проникновения зубьев долота). Эти градиенты тем выше, чем более проницаема порода [23, 24] и чем лучше коьматационные свойства бурового раствора.

Предположим, что перед долотом имеются две разные зоны: одна сильно закоьматированная толщиной h и проницаемостью K' , а другая ненарушенная с исходной проницаемостью K . Предположим, что закон филътрации линейный и на доста-

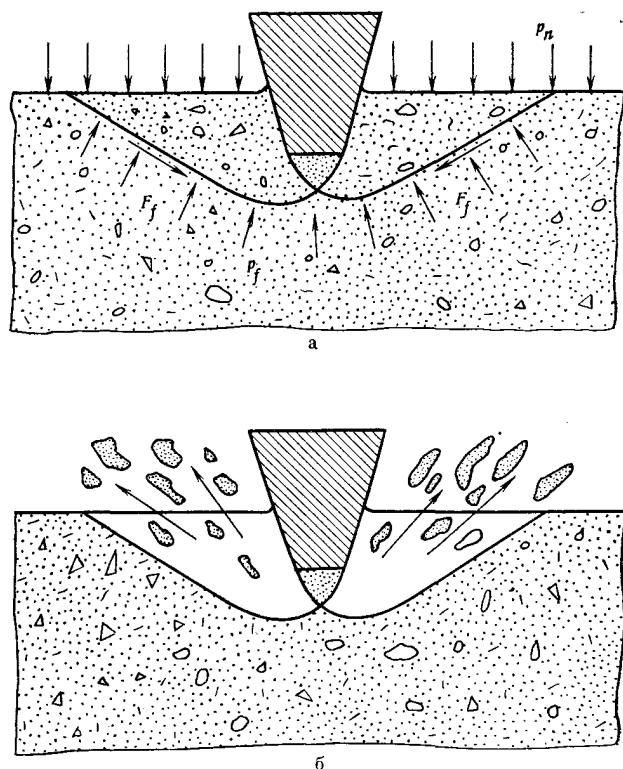


Рис. 8.3. Механизм разрушения породы зубьями шарошечного долота:

а — большое значение $(p_n - p'_f)$ — псевдопластичное поведение; б — не-
большое значение $(p_n - p'_f)$ — хрупкое поведение

точно большом расстоянии (например, равном диаметру скважины D_s) давление пластовых флюидов равно p_f . Скорость фильтрации в обеих зонах одинакова:

$$k' = \frac{p_n - p'_f}{\eta h} = k \frac{p'_f - p_f}{\eta D_s}, \quad (8.7)$$

откуда

$$p_n - p'_f = \frac{p_n - p_f}{1 + \frac{D_s}{h} \frac{k'}{k}}. \quad (8.8)$$

Хотя это соотношение носит качественный характер, оно все же дает возможность объяснить некоторые результаты, полученные экспериментально.

— Перепад давления, действующий на частицу $(p_n - p'_f)$,

увеличивается с ростом $(p_n - p_f)$, т. е. с повышением давления бурового раствора на забое скважины.

— Если проницаемость пласта очень высокая по сравнению с проницаемостью призабойной зоны, то перепад давления, удерживающий обломки породы, практически равен дифференциальному давлению $p_n - p_f$. Это и объясняет, почему в проницаемых породах отмечаются наиболее значительные снижения скорости проходки. Ван Линген [11] доказал, что $(p_n - p_f')$ может стать ниже $(p_n - p_f)$ только в породах с проницаемостью менее $0,001 \text{ мкм}^2$. В экспериментах, проведенных Эвансом и Греем [24], проницаемость призабойной зоны глубиной $0,83 \text{ мм}$ оказалась одинаковой (намного меньше $0,001 \text{ мкм}^2$) как для песчаника $k = 0,014 \div 0,135 \text{ мкм}^2$, так и для известняка $k = 0,0008 \div 0,0034 \text{ мкм}^2$.

— Фильтрационные и коьматационные свойства бурового раствора лишь в минимальной степени влияют на значения k' и h .

— Содержание твердых частиц в буровом растворе является определяющим в образовании такой зоны с высокими градиентами давления.

Очень низкая (менее $0,001 \text{ мкм}^2$) проницаемость пород сильно влияет на механическую скорость бурения ввиду слабой фильтрации через породу забоя и сильной коьматации трещин.

Чем выше частота вращения долота (меньше промежутков времени между последовательными действиями двух зубьев) и чем больше нагрузка на долото (при этом увеличиваются длина трещин и размеры обломков породы), тем менее вероятно выравнивание давлений близ поверхности забоя скважины.

При средней частоте вращения долота в трещинах поверхности забоя возможно даже незначительное разрежение; перепад давления, удерживающий частицы породы, достигает величины давления бурового раствора, и выравнивание давлений происходит за счет поступления жидкости из пор пласта в трещины.

Это явление удержания обломков породы на забое скважины получило название «динамического», которое отличается от «статического удержания» в случае разбуривания проницаемых пород [11]. По всей вероятности, эти эффекты проявляются одновременно и трудно оценить вклад каждого в уменьшение скорости проходки.

Эти выводы базируются в основном на лабораторных экспериментах, но большинство из них впоследствии было подтверждено промышленными испытаниями.

Так, Видрин и Бенит [16] установили, что при разбуривании практически непроницаемых мергелей в интервале $2500—4500 \text{ м}$ увеличение дифференциального давления $(p_n - p_f)$ от 0 до 7 МПа приводило к уменьшению скорости проходки на

24—70 %. При отрицательных значениях дифференциального давления механическая скорость бурения значительно возросла. Железняков [18] установил, что в песчано-глинистых слабоуплотненных породах увеличение дифференциального давления от 1,0 до 4,3 МПа приводило к уменьшению скорости проходки с 139 до 45 м/ч, тогда как в твердых породах — доломитах, известняках, глинистых сланцах — с увеличением давления в диапазоне 0,5—2,7 МПа механическая скорость бурения снижалась с 9,98 до 2,42 м/ч. Однако, судя по результатам экспериментов [22], проницаемость породы практически не влияла на механическую скорость бурения (рис. 8.4). По-видимому, условия проведения экспериментов сильно отличались.

8.3. ВЛИЯНИЕ РАСХОДА ПРОМЫВОЧНОЙ ЖИДКОСТИ

Расход жидкости, достигающей призабойной зоны, играет основную роль в промывке забоя и долота от шлама, а также в охлаждении долота. Следовательно, правомерно предположить, что с увеличением расхода жидкости скорость проходки будет возрастать (рис. 8.5).

Однако практика показывает, что при высоких расходах увеличение механической скорости бурения незначительно или равно нулю. Это означает, что заданной нагрузке на долото и частоте его вращения должны соответствовать вполне определенные условия промывки забоя. По Федорову [25], эту зависимость можно представить в таком виде:

$$v = \frac{Q}{a + bQ}, \quad (8.9)$$

где a и b — коэффициенты, значения которых зависят от

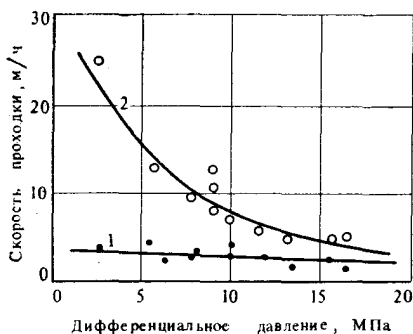


Рис. 8.4. Влияние дифференциального давления на механическую скорость бурения [22]:

1 — глины; 2 — песчаники

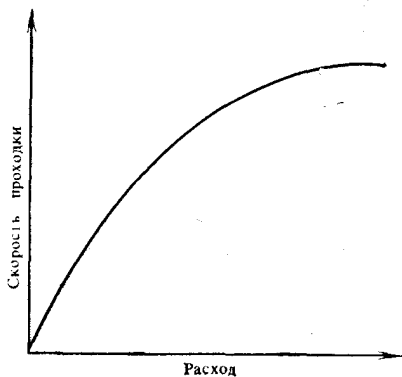


Рис. 8.5. Влияние расхода бурового раствора на скорость проходки

характеристик пород, типа и размеров долота, нагрузки на долото и частоты его вращения, характеристик промывочной жидкости и т. п.

Федоров рекомендует оптимальные значения удельного расхода, при которых обеспечивается совершенная промывка забоя скважины: $Q_s = 0,043 - 0,057$ л/(с·см²) (т. е. отношение расхода к площади поверхности забоя скважины). Согласно исследованиям Железнякова [26, 27], для твердых карбонатных пород $Q_s = 0,040$ л/(с·см²), для плотных глин и песчаников $Q_s = 0,055$ л/(с·см²), тогда как для мягких пород (при бурении с промывкой водой) $Q_s = 0,080$ л/(с·см²). В работе [28] (при промывке водой) экспериментально было получено, что $Q_s = 0,067$ л/(с·см²).

Указанные значения сугубо ориентировочные, так как они зависят от дифференциального давления ($p_n - p_f'$), а также от скорости струй и свойств бурового раствора.

Иногда скорость проходки может уменьшаться с увеличением расхода вследствие увеличения потерь давления в кольцевом пространстве. Так, в экспериментах Железнякова [27] при постоянных значениях частоты вращения и нагрузки на долото в условиях промывки водой уменьшение расхода с 0,055 до 0,029 м³/с привело к увеличению механической скорости бурения от 102 до 192 м/ч. При этом дифференциальное давление изменялось с 3,6—3,8 до 0,7—0,8 МПа.

Из уравнений (8.4) и (8.9) можно получить

$$v = \frac{Q}{a + bQ} v_0 e^{-a_3(p_n - p_f)} = \frac{Q}{a' + b'Q} e^{-a'_3 Q^m}, \quad (8.10)$$

где a' и b' — экспериментальные константы; m — показатель степени, зависящий от режима течения в затрубном пространстве (равен 1 при ламинарном режиме и 1,8 при турбулентном).

Кроме удельного расхода, большое влияние на промывку забоя оказывают скорости струй, истекающих из насадок долота, и поперечные потоки жидкости на забое скважины.

8.4. ТЕОРИЯ ЗАТОПЛЕННЫХ СТРУЙ

Удаление обломков породы с забоя осуществляется под действием истекающих из насадок долота струй жидкости в результате их прямого удара о забой и растекания по забою.

Исследование поведения струй, истекающих из долота в процессе бурения, весьма сложная задача. Это турбулентные затопленные струи; они распространяются в жидкости, находящейся под высоким давлением. Зона действия струй ограничена стенками и забоем скважины, а также элементами долота; струи вращаются совместно с долотом и вступают во взаимодействие с окружающей жидкостью и между собой.

Прибегнув к некоторым упрощениям, уточним некоторые характеристики таких струй. Поскольку их осевая скорость высока (70—150 м/с) по сравнению с окружной скоростью вращения долота (0,5—3 м/с), влиянием последней можно пренебречь. Поэтому в дальнейшем будут рассматриваться только осесимметричные струи.

Сначала проанализируем поведение свободной струи, вытекающей из насадки в неограниченный объем неподвижной жидкости. На рис. 8.6 схематически показаны профили и характеристики струи [29, 30, 31].

Струя увлекает некоторое количество окружающей жидкости, передавая ей часть своей начальной энергии. В результате диаметр струи растет с увеличением пройденного расстояния, а средняя скорость снижается.

Обычно принимается линейная зависимость диаметра струи от расстояния:

$$d = d_0 + 2l \operatorname{tg} \alpha, \quad (8.11)$$

где d_0 — диаметр струи на выходе из насадки; l — расстояние

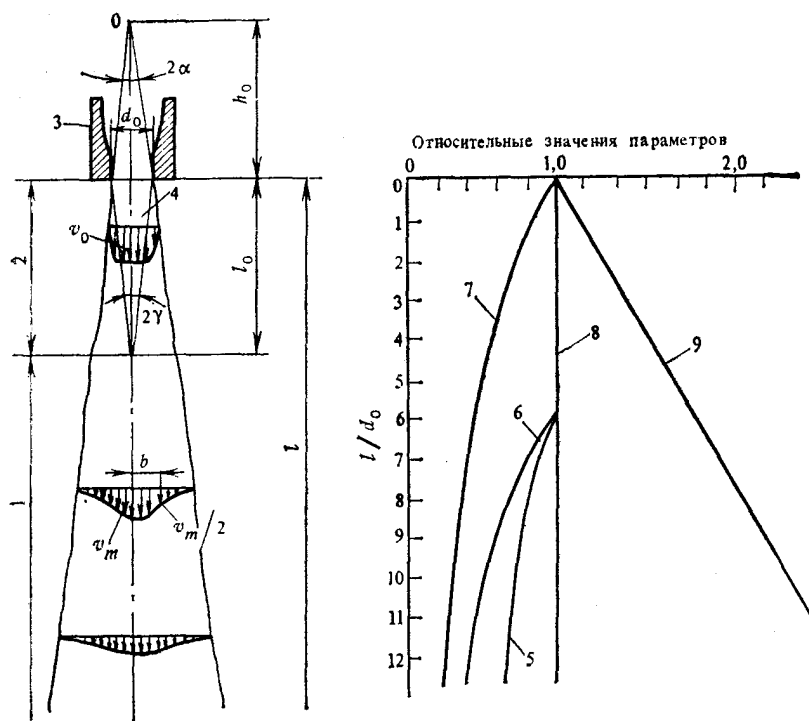


Рис. 8.6. Характеристики свободных затопленных струй:

1 — основной участок; 2 — начальный участок; 3 — насадка; 4 — потенциальный конус течения; 5 — осевая скорость; 6 — динамическое давление; 7 — мощность струи при средней скорости; 8 — сила удара; 9 — расход

вдоль оси от выхода из насадки до рассматриваемого сечения; 2α — угол расширения струи. Этот угол от v_0 и d_0 не зависит, а определяется только формой и длиной канала в насадке, а также критерием Рейнольдса. В насадке улучшенного профиля (эллиптического или параболического) угол α сравнительно мал ($6-7^\circ$) и не зависит от длины канала в ней. В насадке с прямым входом угол α значительно больше ($13-14^\circ$).

В струе выделяются две зоны. В первой зоне длиной l_0 имеется ядро конической формы, в котором скорость постоянна и равна начальной v_0 . Это ядро называется потенциальным конусом. Во второй, основной зоне скорость непрерывно уменьшается от максимального значения v_m на оси до нуля на границе струи (рис. 8.7, а). В различных сечениях этой зоны профиль скоростей одинаков; если построить зависимость $v/(v_m)$ от безразмерного радиуса r/b (где b — значение радиуса r при $v=v_m/2$), то будет получена единая кривая (рис. 8.7, б).

Длина первой зоны зависит от входного профиля насадки. В насадках с прямым входом $l_0 \approx 3d_0$, тогда как в насадках с эллиптическим профилем ядро с постоянной скоростью сохраняется на расстоянии почти $6d_0$ [32]. Имеются работы [33, 34], в которых дается более широкий ($2 \div 18 d_0$) диапазон изменения этой длины.

Распределение осевых скоростей жидкости в струе можно определить, если воспользоваться различными гипотезами, в том числе гипотезой о сохранении количества движения струи, с использованием общих уравнений турбулентного течения (см., например, решения Толмина, Гертлера [29—31]).

Принято считать, что осевая скорость струи в зоне полностью развитой турбулентности, как и энергия E струи, изменяется обратно пропорционально расстоянию от полюса струи (рассматриваемого, как воображаемый точечный источник). В то же время расход Q увеличивается прямо пропорционально расстоянию. Были получены такие уравнения:

$$\frac{v_m}{v_0} = c_1 \frac{d_0}{x}; \quad (8.12)$$

$$b = c_2 x; \quad (8.13)$$

$$\frac{Q}{Q_0} = c_3 \frac{x}{d_0}; \quad (8.14)$$

$$\frac{E}{E_0} = c_4 \frac{d_0}{x}; \quad (8.15)$$

где x — расстояние вдоль струи в интервале $(h_0 + l_0)$. Константы $c_1 - c_4$ имеют значения, зависящие от формы насадки, числа Рейнольдса и т. д. Например, установлено, что c_1 изменяется от 5,75 до 7,32; $c_2 = 0,082 \div 0,1$; $c_3 = 0,032$; $c_4 = 4,1$ [31].

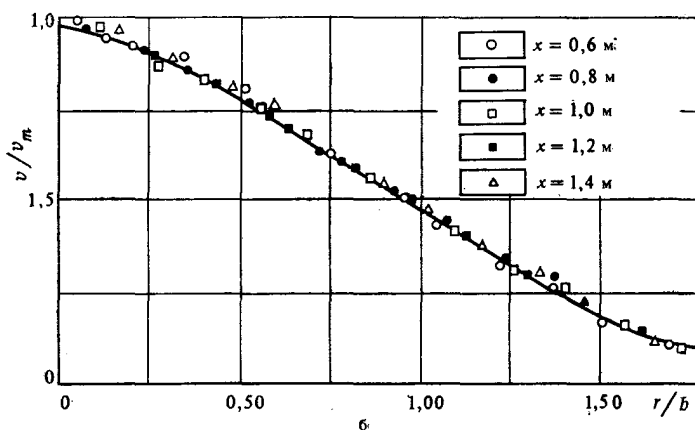
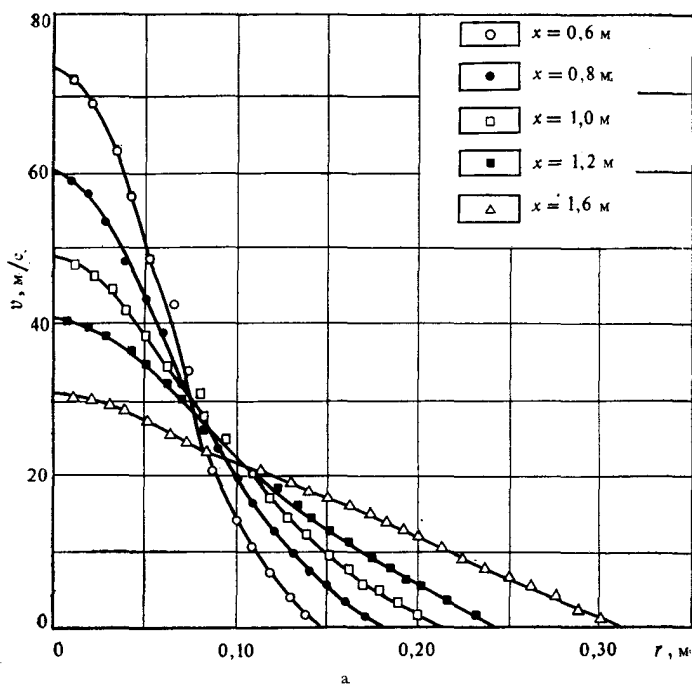


Рис. 8.7. Распределение скоростей в затопленной струе

С учетом первой зоны можно записать

$$v_m = v_0 \quad \text{при} \quad l \leq l_0;$$

$$v_m = \frac{h_0 + l_0}{h_0 + l} v_0 = \frac{d_0 + 2l_0 \operatorname{tg} \alpha}{d_0 + 2l \operatorname{tg} \alpha} v_0 = \frac{1 + am_0}{1 + am} v_0 = \lambda v_0$$

$$\text{при} \quad l \geq l_0;$$

где $a = 2 \operatorname{tg} \alpha$; $m = l/d_0$; $m_0 = l_0/d_0$.

(8.16)

Тогда динамическое давление на оси струи

$$p_m = p_0 = \rho \frac{v_0^2}{2} \quad \text{при} \quad l < l_0; \quad (8.17)$$

$$p_m = \rho \frac{v_m^2}{2} = \left(\frac{1 + am_0}{1 + am} \right)^2 p_0 = \lambda^2 p_0 \quad \text{при} \quad l > l_0.$$

Параметр λ^2 называется коэффициентом уменьшения динамического давления. Таким образом, динамическое давление в центре струи остается постоянным при $l \leq l_0$, а затем резко падает (рис. 8.8). Например, для насадок с эллиптическим профилем на расстоянии $10d_0$ динамическое давление уменьшается наполовину, а для насадок с прямым входом снижается до 20 % начального значения. На расстоянии (20—25) d_0 динамическое давление практически становится равным нулю.

Отмечается значительное влияние профиля насадки на длину потенциального ядра и на угол расширения струи. Кроме того, если для насадок с прямым входом коэффициент скорости $\varphi \approx 0,6$, то для насадок с эллиптическим профилем он достигает 0,99; это означает, что почти вся энергия давления преобразуется в кинетическую энергию течения жидкости.

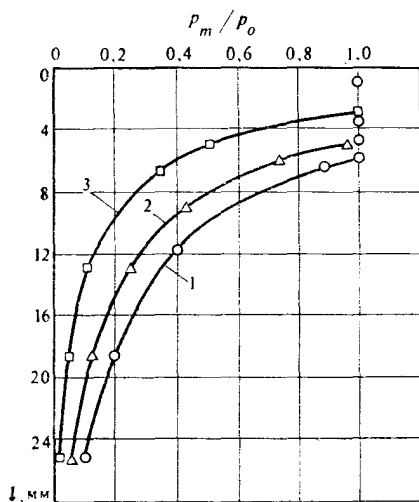


Рис. 8.8. Изменение динамического давления в центре струи с увеличением расстояния от выхода из насадки с различным входом:

1 — эллиптическим; 2 — коническим; 3 — цилиндрическим

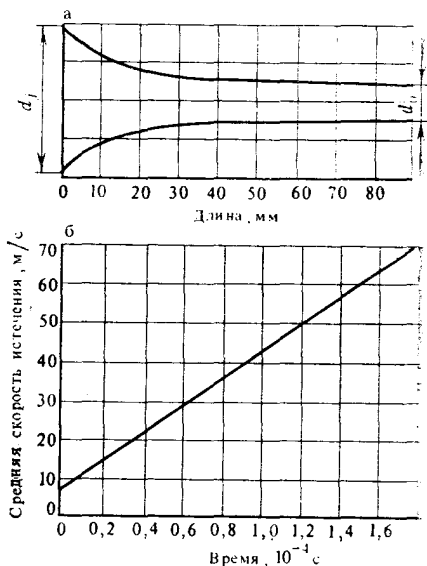


Рис. 8.9. Оптимальный профиль насадки, по Фараджеву и др. [35] ($d_0 = 7,09$ мм, $d_j = 37,063$ мм, $Q = 4$ л/с, $v_0 = 70$ м/с)

Фараджев [35] теоретически определил оптимальный профиль насадки, при котором гидравлическое сопротивление вдоль насадки минимально, а коэффициент ϕ приближается к единице (рис. 8.9).

Распределение скоростей в основной зоне струи описывается уравнением

$$v = \frac{v_m}{1 + c \left(\frac{r}{x} \right)^2}, \quad (8.18)$$

где r — радиальная координата точки струи; c — экспериментальная константа (по Рейхардту, $c \approx 30$ [31]).

Часто принимается такое распределение [34]:

$$v = v_m e^{-(\epsilon r/x)^2} = \lambda v_0 e^{-(\epsilon r/x)^2}, \quad (8.19)$$

где ϵ — константа, которую следует определить.

Распределение динамического давления

$$p = \rho \frac{v^2}{2} = \rho \frac{v_m^2}{2} e^{-2(\epsilon r/x)^2} = \lambda^2 \rho \frac{v_0^2}{2} e^{-2(\epsilon r/x)^2}. \quad (8.20)$$

Суммарная сила давления

$$F_p = \int_0^\infty 2\pi r dr = \int_0^\infty \pi \lambda^2 \rho v_0^2 e^{-2(\epsilon r/x)^2} r dr = \frac{\pi \lambda^2 x^2}{4\epsilon^2} \rho v_0^2. \quad (8.21)$$

Согласно теореме импульса, сила давления равна изменению количества движения жидкости. Если продольный градиент давления свободной струи равен нулю, то количество движения $\rho Q_0 v_0$ остается постоянным. В действительности же сила давления уменьшается вследствие расширения струи.

Из равенства

$$\frac{\pi \lambda^2 x^2}{4\epsilon^2} \rho v_0^2 = \rho Q_0 v_0 = \frac{\pi}{4} d_0^2 v_0^2 \rho \quad (8.22)$$

следует, что $\epsilon = \lambda x/d_0$. Поэтому

$$p = \lambda^2 p_m = \lambda^2 \rho \frac{v_0^2}{2} e^{-(\lambda r/d_0)^2}. \quad (8.23)$$

Такое распределение подтверждено экспериментально (рис. 8.10). С помощью уравнения (8.19) можно определить и расход:

$$\begin{aligned} Q &= \int_0^\infty 2\pi r v dr = \int_0^\infty 2\pi r \lambda v_0 e^{-(\lambda r/d_0)^2} dr = \frac{\pi \lambda}{\lambda^2} d_0^2 v_0 = \frac{4}{\lambda} Q_0 = \\ &= \frac{4(1+am)}{(1+am_0)} Q_0. \end{aligned} \quad (8.24)$$

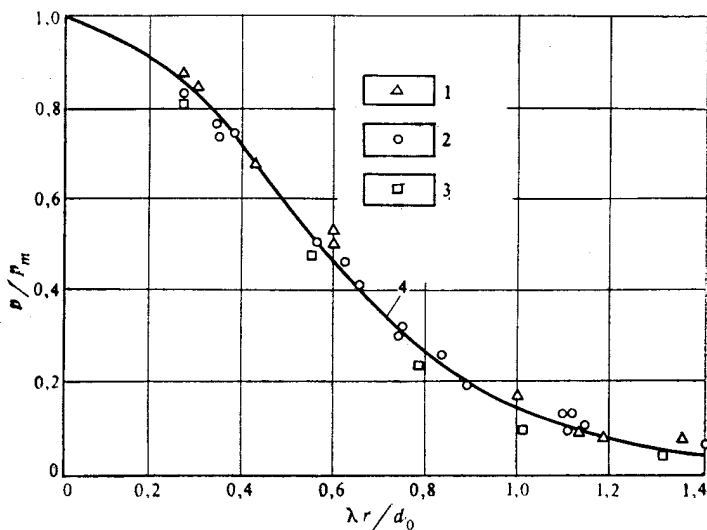


Рис. 8.10. Радиальное распределение динамического давления [34]:

1 — $d_0=3,2$ мм; $v_0=27,4 \pm 35,7$ м/с; 2 — $d_0=4,8$ мм; $v_0=29,6$ м/с; 3 — $d_0=6,4$ мм; $v_0=20,7$ м/с; 4 — теоретическая кривая

Средняя скорость

$$v_{med} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4}{\lambda(1+am)^2} v_0 = \frac{4}{(1+am_0)(1+am)} v_0. \quad (8.25)$$

Гидравлическая мощность струи

$$P = \rho Q \frac{v_{med}^2}{2} = \frac{64}{\lambda^3(1+am)^3} \rho Q_0 \frac{v_0^2}{2} = \frac{64}{(1+am_0)^3(1+am)} P_0. \quad (8.26)$$

Из опытов Абрамовича [9] и Козодоя [32] следует, что для любого сечения струи отношение между средней и максимальной скоростью струи является константой

$$\frac{v_{med}}{v_m} = k = 0,425 \quad (8.27)$$

независимо от типа насадки. Это соотношение можно записать и в такой форме:

$$v_{med} = kv_m = k\lambda v_0 = k \frac{1+am_0}{1+am} v_0. \quad (8.28)$$

Отмечено, что произведение $k(1+am_0) \approx 1$. Например, для насадок с эллиптическим входом $a=0,22$, $m_0=5,8$ и $k(1+am_0)=0,965$, а для цилиндрических насадок достаточной

длины $a=0,392$, $m_0=3,5$ и $k(1+am_0) \approx 1$. Это означает, что (8.28) можно записать и в такой форме:

$$v_{med} = \frac{1}{1+am} v_0. \quad (8.29)$$

Такой же результат получается, если исходить из того, что средняя скорость обратно пропорциональна диаметру:

$$v_{med} = \frac{d_0}{d} v_0 = \frac{d_0}{d_0 + 2l \operatorname{tg} \alpha} v_0 = \frac{1}{1+am} v_0. \quad (8.30)$$

В таком случае выражение для расхода примет вид

$$Q = (1+am) Q_0, \quad (8.31)$$

а уравнение гидравлической мощности струи —

$$P = \rho Q \frac{v_{med}^2}{2} = \frac{1}{1+am} P_0. \quad (8.32)$$

Рассмотренные соотношения дают неодинаковые результаты. Из уравнения (8.25) при $m=0$ следует, что $(1+am_0) = 4$. Поэтому из соотношения (8.27) $k=0,25$, а $am_0=3$ вместо 1,25—1,40 по определению Козодоя. По-видимому, уравнение (8.19) не описывает достаточно точно распределение скоростей.

Изменение характеристик струи, по Козодю, показано на рис. 8.6. За исключением расхода, который увеличивается за счет увлечения окружающей жидкости, остальные показатели уменьшаются с увеличением расстояния от насадки. Для струи, ограниченной боковыми стенками соосной с ней трубы, существуют многочисленные теоретические и экспериментальные исследования [29, 30, 31, 36, 37]. Параметры струи в этом случае зависят от степени стесненности D струи, определяемой как отношение между диаметром трубы и диаметром насадки, а также от числа Рейнольдса.

Диаметр струи в этом случае не является линейной функцией расстояния. Кулиев [37] предложил для него экспоненциальную зависимость

$$d = 1,1 d_0 \exp [\xi (m - m_0)]; \quad (8.33)$$

$$\xi = 0,213 - 0,00267 D. \quad (8.34)$$

Длина потенциального конуса

$$l_0 = \frac{\operatorname{Re}}{10^4 + 0,89 D^{-0,5} \operatorname{Re}} d_0. \quad (8.35)$$

Установлено, что при $\operatorname{Re} > 1,5 \cdot 10^5$ и $5 < D < 20$ параметр (l_0/d_0) сильно зависит от степени стесненности, а при $D > 20$ характеристики струи близки к таковым для свободной струи.

Средняя скорость струи

$$v_{med} = 0,535 v_0 \exp \left[- \sqrt[4]{\frac{168}{\operatorname{Re} D}} (m - m_0) \right]. \quad (8.36)$$

Из соотношений (8.33) и (8.36)

$$Q = 0,647Q_0 \exp \left[\left(2\zeta - \sqrt[4]{\frac{168}{\text{Re } D}} \right) (m - m_0) \right]; \quad (8.37)$$

количество движения

$$M = 0,347M_0 \exp \left[2 \left(\zeta - \sqrt[4]{\frac{168}{\text{Re } D}} \right) (m - m_0) \right]; \quad (8.38)$$

гидравлическая мощность струи

$$P = 0,186P_0 \exp \left[\left(2\zeta - \sqrt[4]{\frac{168}{\text{Re } D}} \right) (m - m_0) \right]. \quad (8.39)$$

Хотя результаты справедливы только для соответствующих условий эксперимента (конические насадки и $D=5,35 \div 20$), можно заметить, что, например, при $m=m_0$ расход, количество движения и мощность струи уменьшаются значительно.

На рис. 8.11 показана зависимость безразмерного диаметра струи воды от параметра l_0/d_0 (при $d_0=10$ мм и диаметре трубы 75 мм) при различных значениях числа Re (по Кулиеву). Кулиев [37] установил также, что диаметр струи бурового раствора в идентичных условиях на 15—20 % меньше диаметра струи воды. По-видимому, вязкость бурового раствора снижает интенсивность турбулентного перемешивания в струе, хотя по Донольд и Зингеру [34] угол расширения струи возрастает с увеличением вязкости:

$$\text{tg } \alpha = 0,238\nu^{0,133}, \quad (8.40)$$

где ν — кинематическая вязкость, мм²/с.

Приведенные соотношения применительно к условиям на забое скважины носят качественный характер. В этом случае пространство, в котором действует струя, не всегда имеет известную форму, кроме того, струя встречает на своем пути возвратные потоки бурового раствора.

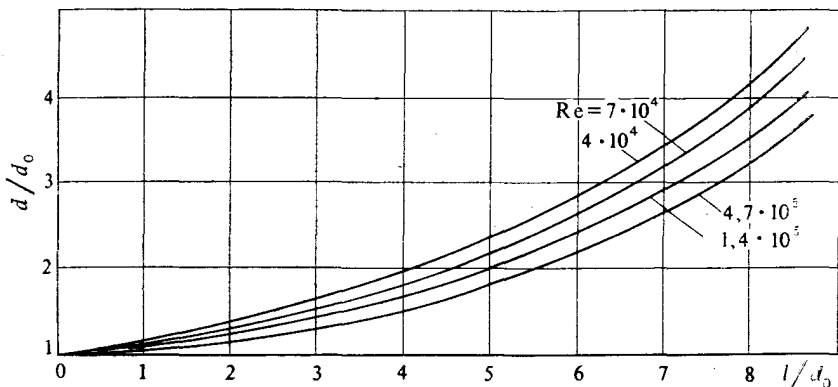


Рис. 8.11. Изменение диаметра затопленной водяной струи, по Кулиеву [37]

8.5. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ СТРУИ С ЗАБОЕМ

Струи жидкости, истекающие из насадок долота, взаимодействуют с забоем скважины, затем растекаются в радиальном направлении параллельно поверхности забоя.

Обломки выбуренной долотом породы будут удаляться как вследствие прямого удара струй, так и в результате сносящего действия образующихся радиальных потоков жидкости. Действие прямого удара распространяется лишь на узкую, кольцевую поверхность (шириной примерно $3d_0$) на периферийной части забоя. Остальная поверхность забоя (70—80 %), а также зубья долота промываются именно этими поперечными потоками жидкости, создаваемыми вследствие «расщепления» трех основных струй.

8.5.1. Удар струи

Нередко отмечается, что при обычных скоростях истечения жидкости гидромониторного разрушения породы практически не происходит, имеет место лишь удаление обломков породы, образующихся в результате воздействия зубьев долота. Очистная способность в этом случае коррелируется с распределением давления в зоне контакта струи с забоем и с силой удара струи.

В непосредственной близости к преграде скорость струи падает до нуля. Именно в этой области возрастает давление в струе. Распределение этого давления описывается уравнением (8.23). Максимальное давление существует в центре зоны контакта, оно определяется уравнением (8.17). У границы зоны контакта динамическое давление снижается примерно на 90 %, а на расстоянии $(5-6)d_0$ оно составляет лишь 3—5 % давления на оси.

Градиент динамического давления оценивается путем дифференцирования по радиусу выражения (8.23)

$$\frac{dp}{dr} = -\frac{2\rho v_0^2 \lambda^4}{d_0^2} e^{-2(\lambda r/d_0)^2}. \quad (8.41)$$

Дифференцируя второй раз и приравнявая результат нулю, определим максимальный градиент давления

$$\left. \frac{dp}{dr} \right|_m = -\frac{\rho v_0^2 \lambda^3}{d_0} e^{-1/2} \quad (8.42)$$

и соответствующую радиальную координату

$$r_m = \frac{d_0}{2\lambda}. \quad (8.43)$$

Очистная способность струи обычно определяется именно радиальными градиентами давления [34]. Вследствие различия давлений на противоположные концы частицы шлама возникает

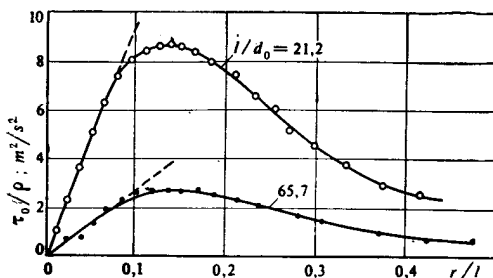


Рис. 8.12. Радиальное распределение напряжений сдвига при ударе струи о плоскую поверхность [31]

опрокидывающий момент, который способствует отрыву (поднятию) ее от забоя.

На рис. 8.12 показано изменение напряжений сдвига, вызванное этими радиальными градиентами (но, возможно, также и радиальным течением) [31]. Можно видеть, что существует максимум, равный $0,16\rho v_0^2(l/d_0)^2$ при значении r/l , инвариантном величине l/d_0 (приблизительно 0,14).

Теоретически для свободных струй сила удара не зависит от расстояния между насадкой и забоем, а из теоремы импульса следует, что

$$F_t = \rho v_{med} Q (1 - \cos \beta) = \rho v_0 Q_0 (1 - \cos \beta) = \rho A_0 v_0 (1 - \cos \beta), \quad (8.44)$$

где A_0 — площадь поперечного сечения струи на выходе из насадки; β — угол изменения направления струи.

Как правило, принимается $\beta = 90^\circ$, т. е. струя распространяется параллельно забою, хотя в расчетах Кулиева [38] для плоского забоя $\beta = 110^\circ$.

Кулиев [38] и Джалилов [39] непосредственно измерили силу удара неподвижных и вращающихся струй внутри трубы, имитирующей стенки скважины, в результате было выявлено существование максимума этой силы на оси струи.

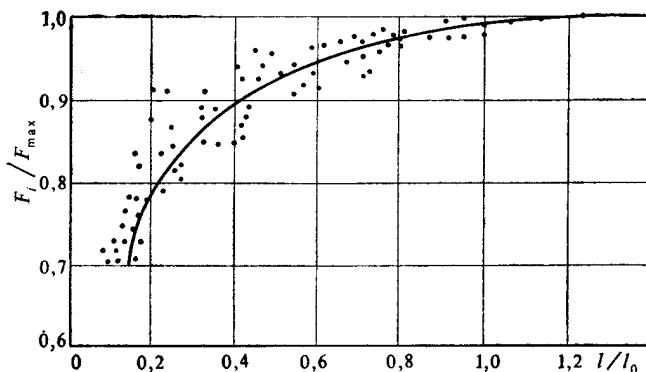


Рис. 8.13. Изменение силы удара вдоль оси затопленной струй

По данным Джалилова, максимум наблюдается на расстоянии

$$l_1 = 0,002v, \quad (8.45)$$

затем этот максимум остается постоянным вплоть до значений $l \approx 0,45$ м (рис. 8.13).

По данным Кулиева, максимум имеет место на расстоянии

$$l_1 \approx 3d_0, \quad (8.46)$$

после чего сила удара уменьшается:

$$F_i = \frac{2}{\sqrt[4]{l/d_0}} F_0. \quad (8.47)$$

8.5.2. Течение, параллельное забюю

После удара струи о поверхность жидкость растекается по забюю (рис. 8.14) и очищает его, промывает зубья и шарошки долота, затем поднимается вверх либо через проемы в долоте, либо через зазор между лапами долота и стенками скважины, увлекая при этом шлам в затрубное пространство.

Бобо Р. А., ван Линген [11], Финстра и ван Ливвен [40], Мак-Лин [34, 41] объясняют очистку забоя и зубьев долота именно этим явлением. У долот, в которых отсутствует проскальзывание шарошек, поперечные потоки жидкости являются единственным фактором, препятствующим образованию на забое сальника из шлама и твердых частиц бурового раствора.

Рассмотрим отдельную частицу шлама (рис. 8.15). На нее воздействуют различные силы: одни стремятся удержать частицу на забое, а другие — удалить ее с забоя.

К первой группе относятся

- вес и сила инерции частицы;
- силы трения и адгезии частицы;
- сила удара F_p , вызываемая разницей между давлением бурового раствора p_n и давлением пластовой жидкости p_f ниже частицы.

Ко второй группе следует отнести

- силу бокового увлечения (если поверхность частицы не совпадает с плоскостью забоя), которая в случае турбулентного течения описывается уравнением

$$F_a = c\rho \frac{v^2}{2} A_1, \quad (8.48)$$

где c — коэффициент сопротивления частицы, зависящий от ее формы и режима течения; A_1 — площадь проекции частицы на плоскость, перпендикулярную к направлению течения; v — скорость радиального потока;

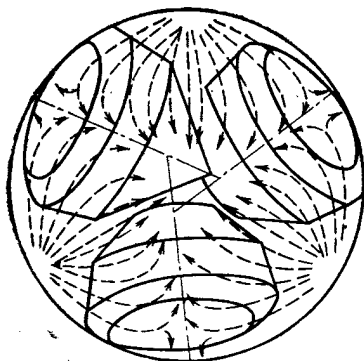


Рис. 8.14. Кинематика потоков бурового раствора в плоскости забоя

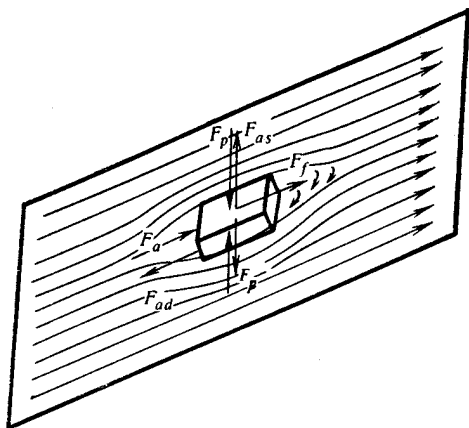


Рис. 8.15. Силы, действующие на частицу выбуренной породы

— подъемную силу, вызываемую разницей скоростей выше и ниже частицы;

$$F_{as} = \rho \frac{v^2}{2} A_2, \quad (8.49)$$

где A_2 — площадь течения, параллельного забою;

— силу вязкого трения, создаваемую движением жидкости;

$$F_f = \tau_p A_2; \quad (8.50)$$

согласно формуле Блазиуса, величина τ_p определяется из выражения

$$\tau_p = \lambda \frac{v^2}{8} \rho = \frac{0,0225}{\sqrt[4]{\frac{v\delta\rho}{\eta}}} v^2 \rho, \quad (8.51)$$

где δ — расстояние от забоя, на котором скорость имеет максимальное значение.

Сатко [42] измерил только F_a и F_f и установил, что вклад последней в баланс сил не превышает 6 %.

К перечисленным силам следует прибавить и опрокидывающие моменты, вызываемые неравномерностью распределения скоростей.

Таким образом, сила эвакуации частицы с забоя практически прямо пропорциональна квадрату скорости течения.

На рис. 8.16 представлена схема растекания струи при ударе о плоскую поверхность, а на рис. 8.17 показан профиль скоростей, измеренный Мак-Лином на пересечении забоя со стенкой скважины. Расстояние от забоя до точки с максимальной скоростью оказалось равным 0,4 мм.

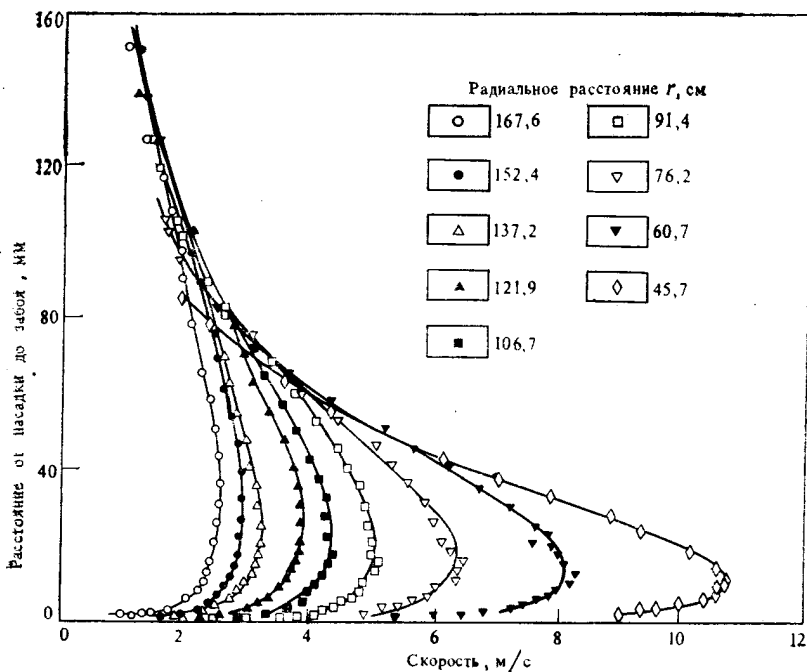


Рис. 8.16. Схема поперечного потока, развивающегося при взаимодействии струи с поверхностью забоя скважины

По Пореху и Сермаку (ссылка в работе [31]), максимальная скорость радиального потока

$$u_m = 1,03v_0 \frac{d_0}{r} \quad (8.52)$$

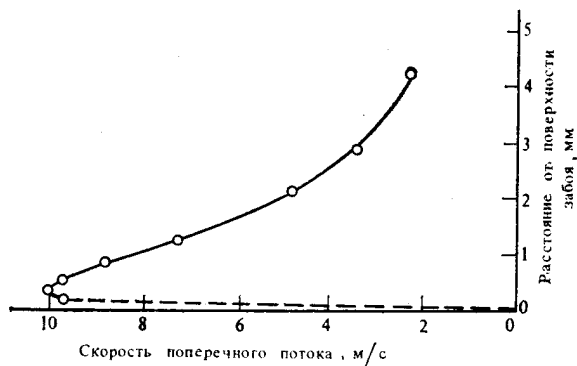


Рис. 8.17. Профиль скорости течения в поперечном потоке у забоя скважины ($D_s=120$ мм, $d_0=8$ мм, $v_0=16,5$ м/с, $\eta=2,4$ мПа·с; $l=80$ мм) [34]

или в другой форме

$$u_m = \frac{0,91}{r} (Q_0 v_0)^{\frac{1}{2}}. \quad (8.53)$$

Следует отметить, что расстояние между насадкой и забоем в данном случае существенной роли не играет, это подтверждается и опытами Мак-Лина при $l/d_0 = 8 \div 24$.

Эти соотношения справедливы только вне зоны контакта. Внутри нее скорость возрастает от нуля на оси струи до максимального значения, которое является функцией расстояния от насадки до забоя, на границе зоны контакта, затем уменьшается согласно уравнению (8.52).

Хотя на забое скважины ситуация более сложная, а константа в уравнении (8.53) зависит от условий эксперимента, можно допустить, что максимальная скорость прямо пропорциональна $(Q_0 v_0)^{1/2}$.

Опыты Мак-Лина подтверждают справедливость этих уравнений, так как пропорциональность между u_m и $(Q_0 v_0)^{1/2}$ сохраняется независимо от диаметра насадки. Уменьшение расстояния между насадкой и забоем приводит к сокращению размеров зоны контакта.

Мак-Лин утверждает, что зависимость между u_m и $Q_0 v_0$ одинакова для любого долота. Если вместо радиуса r ввести диаметр скважины, то для реальных условий в скважине получим следующие выражения:

$$u_m \approx \frac{(Q_0 v_0)^{\frac{1}{2}}}{D_s}; \quad (8.54)$$

$$\tau_p \approx \frac{(Q_0 v_0)^{\frac{3}{2}}}{D_s}; \quad (8.55)$$

$$E \approx \frac{(Q_0 v_0)^{\frac{7}{8}}}{D_s^2}. \quad (8.56)$$

Следовательно, максимизация любого энергетического параметра поперечных струй жидкости на забое скважины предполагает максимизацию произведения $(Q_0 v_0)$.

8.5.3. Распределение давления в призабойной зоне

Наличие нескольких струй и ограниченность пространства, в котором они движутся, значительно изменяют распределение давлений по сравнению с ситуацией, когда взаимодействует единичная струя с неограниченной преградой.

Сатко и Майерс [43] измерили распределение суммарного давления на пластине, имитирующей забой скважины, с по-

мощью семи трубок Пито, расположенных по радиусу, при вращении шарошечного долота. В результате были сделаны следующие выводы:

- максимальное давление имеет место в центре зоны контакта струй с забоем, оно возрастает с повышением начальной скорости струй и снижается с увеличением расстояния между насадками и забоем;

- давление в центральной части забоя может быть меньше гидростатического, что, по-видимому, обусловлено повышенными скоростями поперечных потоков;

- если при одном и том же расходе жидкость вытекает через одну или две насадки вместо трех при одинаковой эквивалентной площади их поверхности (а значит, одинаковой скорости струй), то радиальные градиенты давления будут значительно выше, что приводит к улучшению очистки забоя. Так, максимальное давление на забой при использовании трех насадок составило лишь 50 % давления при использовании двух насадок и только 22 % давления в случае работы одной насадки (фактически сопоставлялись «давления» в таком определении: $(p - p_n)/(\rho v^2/2)$, где p — фактически замеренное давление, а p_n — гидростатическое давление). Это объясняется уменьшением отношения l/d_0 от 14,4 для трех насадок до 8,2 для одной насадки.

Очистка забоя улучшается даже в случае уменьшения расхода, когда для сохранения скорости струй производится глушение одной или двух насадок (рис. 8.18).

Движение потоков жидкости параллельно забою изучали на плоской модели забоя скважины с использованием трубок Пито, которые можно было ориентировать в любом радиальном направлении [4]. На рис. 8.19 показано поле относительных давлений $p_d/(p_{id} - p_n)$, создаваемое радиальными потоками. Максимальные давления находятся также в зоне контакта, затем дав-

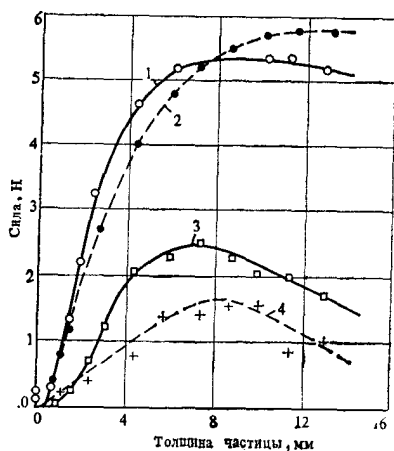


Рис. 8.18. Сила, требуемая для удаления частицы шлама с поперечными размерами $12,7 \times 6,35$ мм в зависимости от ее толщины при $d_0 = 8$ мм [43]:

1 — одна насадка, $Q = 2,84$ л/с, $v_j = 57$ м/с; 2 — две насадки, $Q = 5,49$ л/с, $v_j = 56$ м/с; 3 — три насадки, $Q = 8,77$ л/с, $v_j = 59$ м/с; 4 — без насадок, $Q = 11$ л/с

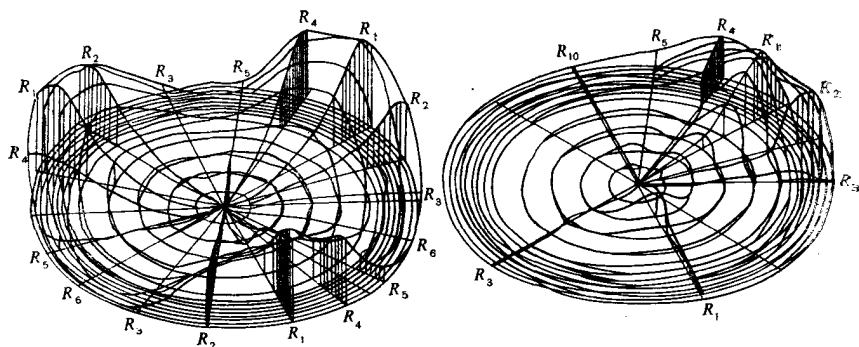


Рис. 8.19. Распределение давления на забое скважины [4]

ление падает во всех направлениях. В центральной зоне, радиус которой приблизительно равен $1/3$ радиуса ствола скважины, давления оказываются ниже гидростатического. Это означает, что здесь потоки изменяют свое направление и начинают двигаться вверх. Низкие давления наблюдаются также и между двумя струями в периферийных зонах. Жидкость перемещается от зон высокого давления к зонам низкого давления.

8.6. ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ БУРОВЫХ РАСТВОРОВ

Разграничить влияние различных свойств бурового раствора чрезвычайно трудно. Обычно одновременно изменяются все характеристики бурового раствора. Например, с увеличением содержания твердой фазы повышаются плотность и вязкость бурового раствора. Именно по этой причине многочисленные результаты, приведенные в публикациях, противоречивы. Колебания скорости проходки часто объясняют изменением лишь одной из характеристик раствора, хотя при этом не остаются постоянными и другие характеристики. Практически бесспорно влияние плотности раствора. Эффекты вязкости и фильтрационных свойств раствора часто считаются незначительными.

8.6.1. Плотность

Влияние плотности бурового раствора обусловлено факторами, отмеченными в разделе 8.2: скорость проходки уменьшается с увеличением плотности бурового раствора вследствие роста дифференциального давления ($p_n - p_f$). Наиболее высокие скорости проходки достигаются при использовании легких буровых растворов, воды и, разумеется, воздуха, газов или пены.

Для учета влияния потерь давления в кольцевом пространстве Δp_{si} вычисляется эквивалентная вязкость по формуле

$$\rho_e = \frac{\rho_n g H + \Delta p_{si}}{g H} = \rho_n + \frac{\Delta p_{si}}{g H}. \quad (8.57)$$

Между тем Δp_{si} помимо плотности определяется и другими факторами; вязкостью, расходом, размерами кольцевого пространства.

Соотношение (8.4) можно записать в такой форме:

$$v = v_0 e^{-a_3 H (\rho_e g - \Gamma_f)}, \quad (8.58)$$

где Γ_f — градиент порового давления. Бурение при «нулевом перепаде» предполагает условие $\rho_e g = \Gamma_f$, а бурение «при отрицательном перепаде» — $\rho_e g < \Gamma_f$.

В дополнение к повышению скорости проходки уменьшение плотности бурового раствора ведет также к снижению потерь давления в циркуляционной системе и к возможному увеличению подачи насосов. Уменьшаются также стоимость бурового раствора и опасность гидроразрыва пластов.

8.6.2. Влияние фильтрационных и кольтматационных свойств бурового раствора

Влияние этих свойств обусловлено содержанием твердой фазы в растворе и особенно проницаемостью пород. Обычно предполагается, что увеличение скорости фильтрации способствует повышению механической скорости бурения, хотя существование корреляционной связи между этими показателями часто оспаривается [24, 44—47]. При наличии таких зависимостей они считаются случайными и объясняются влиянием других свойств бурового раствора и породы.

Однако такие случаи, как снижение скорости проходки в проницаемых породах при замене воды дизтопливом [46] в эмульсионных растворах, можно объяснить только уменьшением скорости фильтрации.

Гэтлин и Немир [48] считают возможным достижение высокой механической скорости бурения при использовании раствора с высокими значениями мгновенной фильтрации. Рекомендуются, например, растворы с полимерами и с очень низким содержанием твердой фазы (менее 1 %), растворы электролитов и, конечно, вода.

8.6.3. Влияние объемной доли твердой фазы

Неоспорим тот факт, что скорость проходки уменьшается с повышением объемной доли твердой фазы независимо от изменения других характеристик; это явление объясняется прежде всего закупориванием пор породы и увеличением градиентов давления в зоне породоразрушения [24, 49, 50].

Например, при бурении с промывкой солевым раствором плотностью 1200 кг/м³ скорость проходки намного выше, чем при использовании глинистого бурового раствора такой же плотности.

Для оценки влияния содержания твердой фазы были проведены промысловые исследования по такой методике: попеременно закачивали «пробки» воды и бурового раствора плотностью 1100 кг/м^3 , длина которых подбиралась так, чтобы давление на забое поддерживалось практически постоянным. Механические скорости бурения, замеренные в момент прохождения каждого типа жидкости через отверстия долота, значительно отличались: при прохождении в призабойной зоне бурового раствора механическая скорость бурения снижалась на 40 % для обычных долот и на 60 % для гидромониторных долот по сравнению с механической скоростью бурения при промывке водой [51].

В лабораторных условиях было установлено, что с увеличением объемной доли твердой фазы от 3 до 12 % при одинаковом гидростатическом давлении скорость проходки уменьшается в 4 раза (рис. 8.20).

Для оценки влияния содержания твердой фазы Нельсон [50] предложил следующее уравнение:

$$v = v_0 e^{-a_4 s}, \quad (8.59)$$

где s — объемная доля твердой фазы; v_0 — скорость проходки при $s=0$; a_4 — константа, характеризующая тип твердой фазы в буровом растворе.

Наблюдалось также влияние размера твердых частиц. На показатели работы долот отрицательно влияют, в частности, коллоидные частицы, размеры которых близки к размерам пор пласта (рис. 8.21). В результате возникла идея использовать при бурении ингибированные растворы, препятствующие диспергированию глинистого шлама, растворы с низкой объемной долей твердой фазы (менее 4 %) и даже растворы без глинистой фазы, т. е. с полимерами или электролитами.

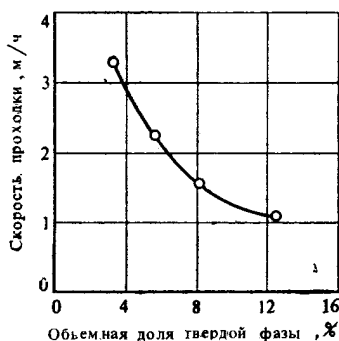


Рис. 8.20. Влияние содержания твердой фазы на скорость проходки в индианском известняке

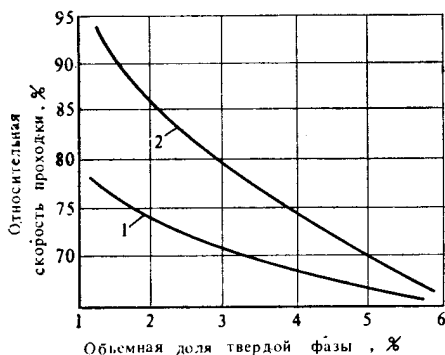


Рис. 8.21. Влияние дисперсности твердой фазы на скорость проходки:
1 — диспергированная система; 2 — недиспергированная система

8.6.4. Влияние типа бурового раствора

Тип промывочной жидкости оказывает косвенное влияние на показатели работы долот, например через забойное давление, фильтрационную способность и вязкость, а также через другие физико-химические факторы.

Добавление нефти в буровой раствор или переход на промывку раствором на нефтяной основе приводит к различным результатам в зависимости от свойств пород.

Так, в пластичных породах (гидратируемых мергелях и глинах) нефть оказывает благоприятное воздействие на механическую скорость бурения и стойкость долота. В качестве примера на рис. 8.22 рассматривается разбуривание двух миоценовых пластов мергелей, в которых достигалось увеличение механической скорости бурения на 75 и 150 %. Этому способствовали улучшение смазки долота и предотвращение его зашламования, снижение трения между УБТ и стенками скважины при добавке в буровой раствор нефти. То же самое отмечалось при переходе с раствора на водной основе на буровой раствор на нефтяной основе.

В хрупких породах механические скорости бурения возрастают незначительно, а иногда даже уменьшаются при добавлении в раствор нефти. Объясняется это прежде всего отсутствием в этом случае сальника на долоте. В проницаемых породах снижение скорости проходки происходит за счет уменьшения скорости фильтрации. Например, во время разбуривания песчаников при добавке к буровому раствору более 12 % нефти скорость проходки снизилась на 40 %. То же самое отмечалось при замене раствора на водной основе раствором на нефтяной основе, а воды дизельным топливом при сохранении неизменным дифференциального давления на забое скважины [45, 46].

Для непроницаемых пород получены противоречивые результаты. С одной стороны, в работе [47] отмечается, что при бурении в известняке добавка нефти в количестве до 10 % привела к небольшому увеличению скорости проходки. С другой стороны, при разбуривании известняков в глубоких скважинах

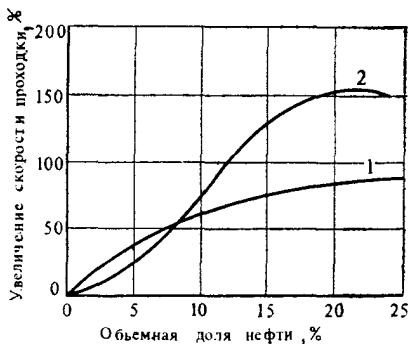


Рис. 8.22. Влияние содержания нефти на скорость проходки в пластичных породах

алмазными долотами скорость проходки уменьшилась с 3,6 м/ч при промывке раствором на водной основе до 1,2 м/ч после замены его раствором с такой же плотностью, но на нефтяной основе [51].

Могут проявляться также эффекты физико-химического характера. Согласно экспериментам Шрейнера, твердость породы снижается в присутствии воды на 10—20 % и даже более, если она содержит поверхностно-активные вещества, а дизтопливо оказывает незначительное влияние на снижение твердости горных пород.

8.6.5. Реологические свойства и степень турбулентности

Часто предполагается, что снижение вязкости промывочной жидкости способствует увеличению скорости проходки (рис. 8.23), хотя иногда этот эффект относят на счет изменения других характеристик бурового раствора.

Одна из причин этого влияния заключается в уменьшении толщины пограничного слоя на забое и увеличении скорости движения жидкости вблизи поверхности забоя. Из теории турбулентности известно, что толщина пограничного слоя описывается уравнением

$$\delta = \sqrt{\frac{\eta_{ef} D_s}{\rho v_{mr}}} = \frac{D_s}{\sqrt{Re}}, \quad (8.60)$$

где D_s — диаметр скважины; η_{ef} — эффективная вязкость; v_{mr} — максимальная скорость в плоскости забоя.

Экель [52, 53] сделал попытку получить обобщенное уравнение путем использования критерия Рейнольдса, определяемого для течения в насадках:

$$Re_d = \frac{v_0 d_0 \rho}{\eta_{ef}} = \frac{4}{\pi} \frac{Q_0 \rho}{d_0 \eta_{ef}} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\rho}{\eta_{ef}} \sqrt{Q_0 v_0}, \quad (8.61)$$

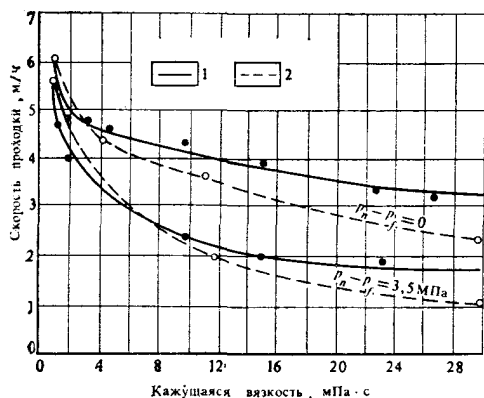


Рис. 8.23. Влияние вязкости бурового раствора на скорость проходки [51]:
1 — водобентонитовый раствор; 2 — водоглицериновый раствор без твердой фазы

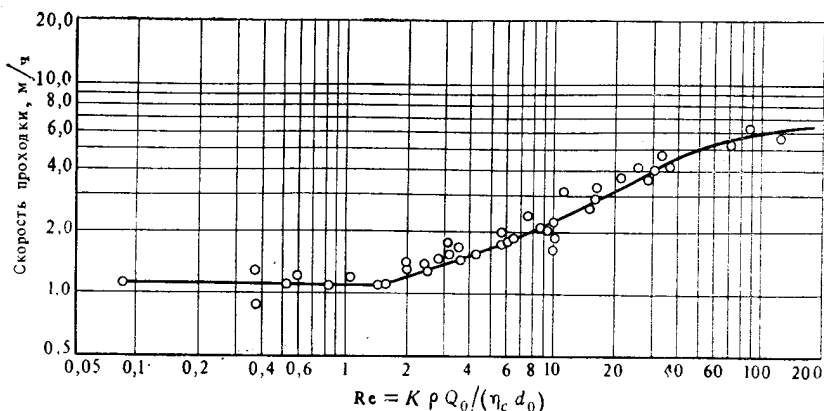


Рис. 8.24. Влияние критерия Рейнольдса, вычисленного по диаметру насадки, на скорость проходки

где эффективная вязкость измеряется при скорости сдвига, соответствующей движению в насадках долота.

На рис. 8.24 представлены результаты исследований под микроскопом, на основании которых Экель предложил корреляцию такого вида:

$$v = k Re_d^r, \quad (8.62)$$

где k и r — экспериментальные константы. При изменении значений Re_d от $2 \cdot 10^6$ до $100 \cdot 10^6$ механическая скорость бурения возрастала от 1 до 6,1 м/ч. По данным Экеля, значение константы r было равно 0,5 в лабораторных исследованиях и 0,271 в промысловых экспериментах. Бургуайн и Юнг приводят значения от 0,16 до 0,61.

В принципе корреляция (8.62) была подтверждена промысловыми исследованиями [53]. Вновь отмечена значительная роль произведения $(Q_0 v_0)$, используемого в выражении силы удара струи и в характеристиках потоков, параллельных забою.

Согласно Сатко [42], силы, способствующие удалению обломков породы с забоя, очень хорошо коррелируются с силой удара и гидравлической мощностью струи, довольно плохо коррелируются со скоростью струи и почти совсем не коррелируются с числом Re_d .

Примечание. В рассмотренных выше вопросах эффективность промывки забоя оценивалась главным образом через механическую скорость бурения. Экспериментально установлено, что улучшение условий промывки забоя имеет иногда и обратный эффект — снижение износостойкости долота. Это объясняется усилением динамического воздействия на долото: в случае менее эффективной промывки корка на долоте, образованная из частиц бурового раствора и шлама, выполняет роль амортизатора. Снижается иногда и стойкость опоры долота [54, 55].

Следует отметить, что в лабораторных экспериментах такие явления не наблюдались. Однако для скважинных условий они характерны, что связано с колебаниями колонны бурильных труб. Динамическая составляющая осевой нагрузки на долото может достигать ± 70 % средней осевой нагрузки.

В целом улучшение промывки забоя и долота благоприятным образом сказывается на показателях бурения. Однако вместо механической скорости бурения в качестве критерия следовало бы рассматривать более информативный показатель, например проходку на долото, скорость бурения или стоимость 1 м проходки.

8.7. ДИАГРАММА БИНГХЭМА

В серии статей, посвященных буримости пород, М. Г. Бингхэм [56] излагает удобный способ оценки эффективности разрушения пород посредством графического изображения процесса углубления долота за один оборот, равный отношению механической скорости бурения и частоты вращения v/n , в зависимости от удельной нагрузки G_s/D_s (рис. 8.25). Это позволяет оценить влияние различных параметров режима бурения на работу долота.

Когда промывка забоя совершенна (бурение ведется с использованием воздуха или облегченного бурового раствора, а дифференциальное давление ($p_n - p_f$) минимально), разрушение породы оптимально и результаты измерений располагаются вдоль линии *OA*, названной линией совершенной очистки. Она характеризует возможности долота, процесс разрушения в этих

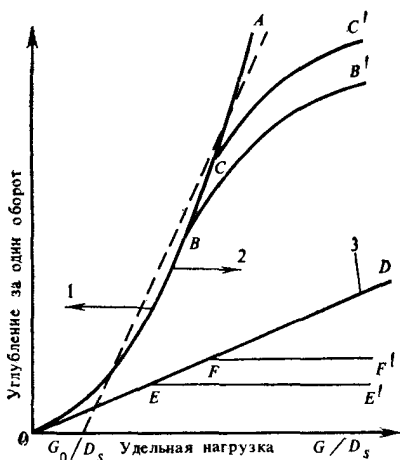


Рис. 8.25. Диаграмма Бингхэма:
1 — область совершенной очистки; 2 — область несовершенной очистки; 3 — линия минимального углубления

условиях протекает с минимальными затратами энергии. При заданной частоте вращения увеличение нагрузки на долото приводит к росту механической скорости бурения.

Пространство правее линии OA соответствует ситуациям, когда условия в призабойной зоне все более отдаляются от идеальных: недостаточная промывка, повышенное содержание твердой фазы в буровом растворе, повышенное дифференциальное давление на забое, слишком высокая частота вращения и т. д. Между линией OA и прямой OD находится зона так называемой несовершенной очистки, например линии BB' и

СС'. При улучшении условий промывки (буровой раствор заменен водой или воздухом, уменьшено содержание твердой фазы или плотность раствора) точки могут вновь сместиться на линию совершенной очистки. С уменьшением частоты вращения долота углубление за один оборот значительно уменьшается, особенно в твердых породах. При одинаковых гидравлических условиях происходит рост значений v/n и они могут оказаться даже на линии совершенной очистки. Необходимо отметить, что в этом случае скорость проходки не возрастает, а углубление за один оборот увеличивается; следовательно, удельные затраты энергии на разрушение породы уменьшаются.

Минимальные гидравлические характеристики, при которых еще обеспечивается совершенная промывка забоя (для конкретных условий: порода, долото, нагрузка на долото и частота вращения), соответствуют точкам, где линии несовершенной очистки совмещаются с линией совершенной очистки.

Зона кривых очистки ограничена линией минимального углубления OD . Под ней находится так называемая зона ограниченной очистки. В эту область попадают все случаи, когда углубление долота больше не изменяется с увеличением осевой нагрузки (линии EE' , FF'): долото полностью зашламовано или продолжает вращаться без циркуляции жидкости.

По Мауреру [13—15], точки располагаются ниже линии OD прежде всего вследствие превышения определенного дифференциального давления, выше которого все породы приобретают пластическое поведение. Увеличение нагрузки на долото не влияет на характер породоразрушения (отсутствует предельное значение, соответствующее переходу от поверхностного разрушения к объемному, что характерно для хрупких пород). Одной лишь интенсификации промывки (без уменьшения дифференциального давления) недостаточно для перехода в зону выше линии OD . Эту прямую можно рассматривать как линию «идеальной» промывки в условиях повышенного дифференциального давления. Прямые EE' и FF' считаются аналогичными линиям несовершенной очистки и соответствуют ограниченным условиям промывки.

Диаграмма Бингхэма применима для шарошечных, лопастных и алмазных долот с оговоркой, что в последнем случае линия совершенной очистки представляет прямую, приближающуюся к начальной.

Линия совершенной очистки, как правило, представляет кривую, которую можно описать уравнением

$$\frac{v}{n} = a \left(\frac{G_s}{D_s} \right)^b, \quad (8.63)$$

где a и b — константы, значения которых зависят от сопротивляемости породы разрушению и от геометрии долота. Экспонента b изменяется от 0,6 до 3, причем большие значения соответствуют твердым породам.

Бингхэм дает аппроксимацию совершенной очистки прямой

$$\frac{v}{n} = m_c \left(\frac{G_s}{D_s} - \frac{G_0}{D_s} \right), \quad (8.64)$$

где m_c — угловой коэффициент прямой; G_0/D_s — точка пересечения с абсциссой (порог нагрузки).

Значения m_c и G_0/D_s зависят от сопротивляемости породы разрушению (рис. 8.26) и от типа долота (рис. 8.27). В одной и той же породе пересечение G_0/D_s с осью абсцисс практически не зависит от типа долота. По мере износа долота G_0/D_s возрастает, а угловой коэффициент m_c уменьшается.

Бингхэм установил, что для конкретного долота известной геометрии и определенной степени износа выражение

$$K_s = m_c \left(\frac{G_0}{D_s} \right)^{0.5} \quad (8.65)$$

является константой, не зависящей от характеристик разбуриваемой породы. Эта константа определяет разрушающую способность долота.

В работе [5] Тату дал следующее выражение для породоразрушающей способности шарошечных долот румынского производства:

$$K_s = 6,07 \cdot 10^{-3} \lambda A, \quad (8.66)$$

где λ — фактор, зависящий от частоты вращения долота ($\lambda = 1,5$ для долота типа S; $\lambda = 1,2$ для долота типа М и $\lambda = 1$ для долота типа ТА); A — фактор, зависящий от геометрии долота;

$$A = \frac{d_r}{D_s z}, \quad (8.67)$$

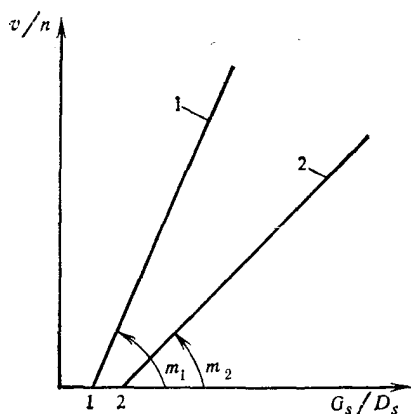


Рис. 8.26. Влияние характера пород на углубление за один оборот долота:

1 — мягкие породы; 2 — твердые породы

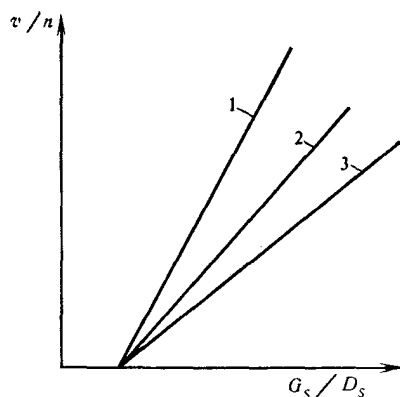
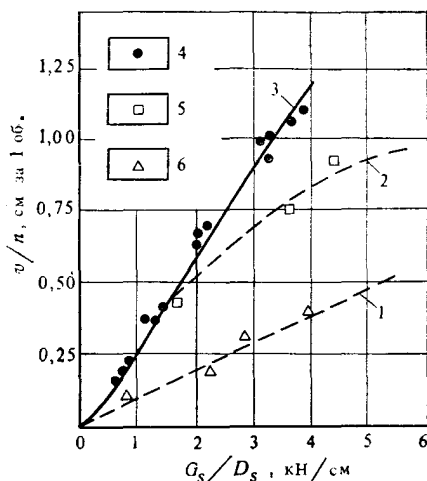


Рис. 8.27. Влияние типа долота на углубление за один оборот:

1 — лопастное долото; 2 — шарошечное долото с фрезерованными зубьями; 3 — шарошечное долото со вставными зубьями

Рис. 8.28. Диаграмма Бингхэма ($D_s=120$ мм, $Q=6,3$ л/с):

1 — линия минимального углубления; 2 — линия несовершенной очистки; 3 — линия совершенной очистки; 4 — вода или буровой раствор при атмосферных условиях, $n=50$ об/мин; 5 — вода при атмосферных условиях, $n=200$ об/мин; 6 — буровой раствор при $\Delta p=0,56$ МПа, $n=200$ об/мин



d_r — максимальный диаметр шарошек; z — среднее число зубьев на внешней коронке.

Разрушающая (режущая) способность долота зависит от степени заточки (заправки) зубьев. Таким образом, K_s для долот типа S выше, чем для долот типа T; он уменьшается с повышением степени износа. Один из способов определения износа зубьев представлен в работе [5].

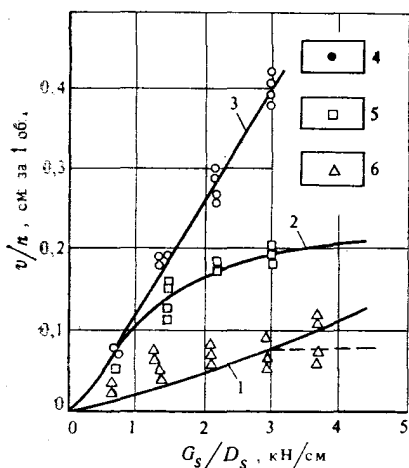


Рис. 8.29. Диаграмма Бингхэма ($n=100$ об/мин, $Q=0,5$ л/с, $\Delta p=3,5$ МПа, $D_s=31,8$ мм):

1—3 — см. рис. 8.29; 4 — вода; 5 — легкий буровой раствор; 6 — утяжеленный буровой раствор

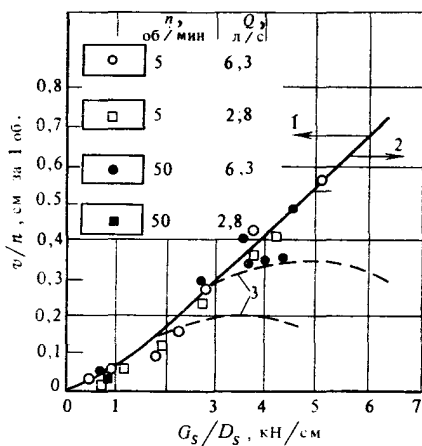


Рис. 8.30. Диаграмма Бингхэма (вода при атмосферном давлении, $D_s=120$ мм):

1 — область совершенной очистки; 2 — область несовершенной очистки; 3 — линия минимального углубления

С помощью диаграммы Бингхэма можно проследить, в какой мере условия работы (особенно промывки) долота приближаются к оптимальным.

На рис. 8.28—8.30 рассмотрены конкретные примеры. На рис. 8.28 (бурение в известняке) можно видеть, что при переходе от дифференциального давления на забое 0,56 МПа к атмосферным условиям при одной и той же частоте вращения 200 об/мин эффективность бурения улучшается — достигается переход с нижней линии на расположенную выше линию с удвоением скорости проходки. Уменьшение частоты вращения с 200 до 50 об/мин ведет к дополнительному улучшению вплоть до перехода на линию совершенной очистки.

В исследованиях буримости песчаника в лабораторных условиях с применением микродолот при неизменных частотах вращения и расходе было отмечено существенное улучшение показателей после замены утяжеленного бурового раствора легким, а также при переходе на воду (рис. 8.29).

На рис. 8.30 прослеживается благоприятный эффект увеличения расхода при бурении в цементно-песчаном массиве.

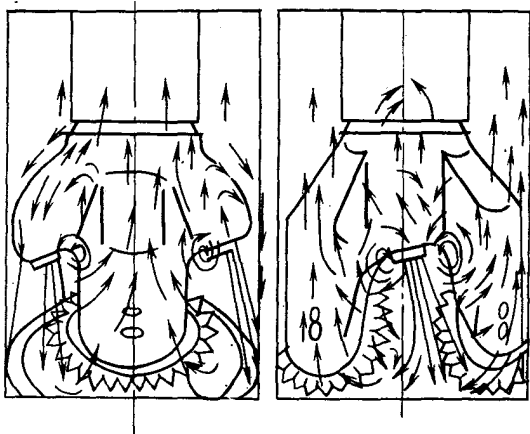
8.8. ВЫНОС ШЛАМА ИЗ ПРИЗАБОЙНОЙ ЗОНЫ

В предыдущих разделах рассматривались лишь процессы, происходящие на забое скважины, и факторы, способствующие быстрому удалению обломков после раскалывания или отделения их зубьями долота от массива породы. Подавляющее большинство исследований ограничено именно этим этапом выноса шлама, который является определяющим для эффективной работы долота.

Однако в результате некоторых лабораторных и промышленных исследований было установлено, что (особенно при высоких частотах вращения долота) увеличение скорости струй может иметь и отрицательный эффект — снижение скорости проходки и ускорение износа долота [57]. Была выдвинута гипотеза, что вынос шлама с забоя в наддолотную зону затруднен, возникло даже сомнение в преимуществе долот с периферийной промывкой по сравнению с долотами с центральной схемой промывки.

В обычных долотах с тремя периферийными промывочными отверстиями струи ударяются и растекаются по поверхности забоя. Большая часть жидкости направляется к центру забоя, где происходит взаимодействие всех струй; далее поток направляется вверх к шарошкам и внутреннему своду долота, отражается и вновь устремляется к периферии, если в лапах долота не предусмотрены специальные отверстия. В этой периферийной зоне поток огибает струи из насадок и выходит через зазоры между лапами долота и стенками скважины (рис. 8.31). В узких зазорах между долотом и стенкой скважины происходит дополнительное измельчение частиц шлама. Это ведет к интенсивному

Рис. 8.31. Кинематика потоков бурового раствора в зоне долота



износу долота по диаметру, а иногда даже конусов шарошек. В результате механическая скорость бурения уменьшается.

Один из способов устранения отмеченных трудностей заключается в создании выпускных отверстий в лапах долота.

Более близкое расположение насадок к забою также улучшает промывку забоя; при этом снижается влияние эффекта эжекции и взаимодействия струй с окружающей жидкостью, поэтому частицы шлама более свободно перемещаются в пространстве между лапами и удлиненными насадками.

В заключение необходимо подчеркнуть, что оптимизация процесса промывки забоя скважины и выноса шлама из призабойной зоны представляет немало возможностей для улучшения характеристик долот путем совершенствования их конструкции, и особенно системы промывки.

8.9. СИСТЕМА ПРОМЫВКИ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ

В обычных трехшарошечных долотах традиционно используются три схемы промывки: центральная, периферийная и комбинированная.

1. При центральной промывке буровой раствор поступает в призабойную зону через внутренний свод долота. Сначала поток раствора попадает на шарошки долота и очищает их от налипшего шлама, а затем достигает забоя, подхватывает шлам и через зазоры между лапами долота и стенками скважины поступает в затрубное пространство. Поперечное сечение промывочного канала может иметь различную форму: круга, треугольника и даже трилистника. Часто вместо одного центрального отверстия создаются три круговых промывочных отверстия. В долотах малого диаметра обычно используется именно такая схема промывки. Скорость струй раствора изменяется, как правило, от 20 до 40 м/с.

2. При периферийной схеме промывки буровой раствор поступает в призабойную зону через отверстия между шарошками, причем струи направляются непосредственно на забой скважины. Здесь струи растекаются параллельно плоскости забоя, очищают поверхность забоя и зубья шарошек, после чего жидкость через зазор между долотом и стенками скважины поступает в затрубное пространство. Обычно в бобышках промывочных отверстий запрессованы сменные насадки (керамические или из карбида вольфрама). Скорость струй раствора обычно составляет 70—150 м/с.

Известны различные способы крепления насадок. Часто для этого применяется предохранительное кольцо в виде шайбы Гровера, уплотнение насадок производится резиновыми кольцами (рис. 8.32).

3. В долотах большого диаметра применяется комбинированная схема промывки: три периферийных промывочных отверстия с насадками и одно (или даже три) центральное. Таким образом обеспечивается более качественная промывка как забоя скважины, так и долота.

Это классические схемы промывки. Преимуществом обладает периферийная схема промывки, которая позволяет реализовать высокие скорости истечения бурового раствора.

Один из путей улучшения характеристик долот с периферийной схемой промывки заключается в приближении насадок к забою скважины на расстояния, меньшие длины ядра (в котором скорость постоянна) струи раствора: $(4 \div 6) d_0$. Чаше всего это расстояние составляет $(10 \div 20) d_0$ в зависимости от внутреннего диаметра используемых насадок. Как уже отмечалось, параметры, определяющие качество промывки забоя, — средняя скорость струй, мощность, сила удара и динамическое давление струй, скорость параллельных забою потоков — имеют максимальные значения при небольшом расстоянии между насадкой и забоем.

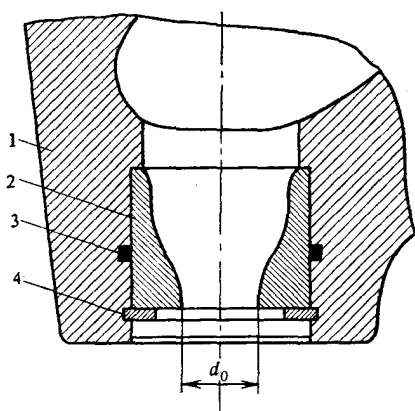


Рис. 8.32. Крепление насадки в корпусе долота:

1 — корпус долота; 2 — насадка; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — предохранительное кольцо

Долота с удлиненными насадками появились еще в 50-х годах [10, 11, 40]. В Румынии выпускаются долота с расстоянием от насадок до забоя 62 мм [58]. Это значит, что для насадок с внутренним диаметром больше 10 мм условие $l < l_0$ выполняется (рис. 8.33, а).

Главный недостаток, из-за которого эти долота не получили широкого распространения, заключается в чрезмерном износе и даже разрушении удлинительных патрубков, в которых устанавливаются насадки.

Один из способов решения этой проблемы был найден фирмой «Смит тул» [59—61]. Патрубок-насадкодержатель (см. рис. 8.33, б) изготавливается путем точного литья (в парафине) из легированной стали с низким содержанием углерода. Патрубок приваривается к вкладышу в бобышке обычного долота. На его конце устанавливается насадка, которая крепится двумя упругими штифтами и уплотняется специальным колечком. Расстояние от насадки до забоя равно 38,2 мм, т. е. $(2,5 \div 4) d_0$. Во избежание налипания шлама на долото, особенно в мягких породах, в таких долотах этой фирмы предусмотрено также одно центральное промывочное отверстие с насадкой, установленной во втулке с резьбой. Для бурения скважин с диаметром до 244,5 мм предпочтительнее использовать двухшарошечные долота, в которых имеется большее пространство между лапами для размещения приближенных к забою насадок и движения раствора. При промысловых испытаниях было отмечено

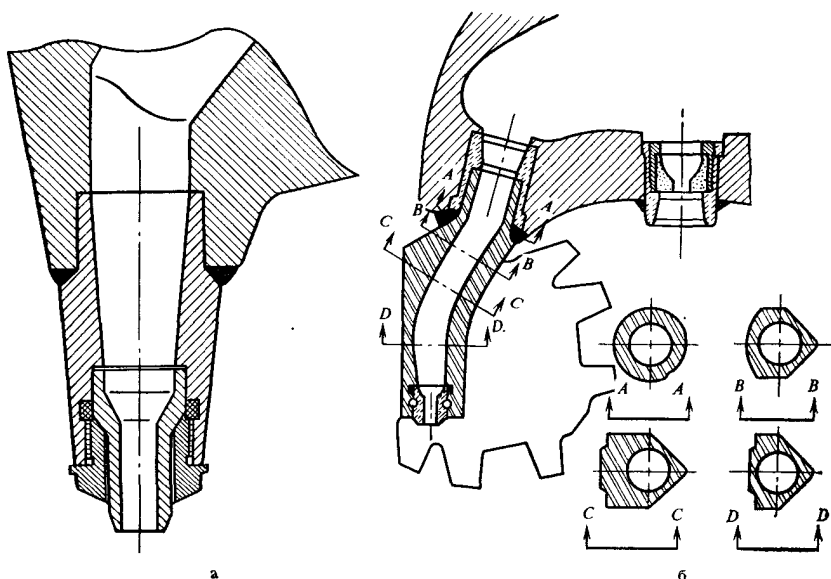


Рис. 8.33. Удлиненные насадки:

а — применяемые в Румынии; б — разработанные фирмой «Смит тул» (США)

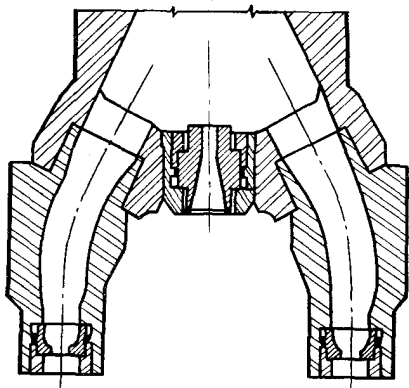


Рис. 8.34. Двухшарошечное долото с двумя удлиненными и одной центральной (диффузорной) насадками [62]

увеличение скорости проходки на 5—55 % по сравнению с долотами без удлиненных насадок; кроме того, даже после 35—40 ч работы износ промывочных узлов оказался незначительным.

У. Бейкер [62] предлагает несколько иную схему промывки для двухшарошечного долота: две удлиненные периферийные насадки и одна центральная, причем диффузорная (рис. 8.34). Поскольку перепад давления между входом и выходом в такой насадке значительно меньше, чем в стандартной насадке того же диаметра, через нее пройдет больший объем жидкости. Это позволяет использовать относительно небольшую диффузорную насадку с достаточно высокой скоростью истечения струи и таким образом избежать гидроабразивного износа шарошек, а также образования «сальников» на них. Например, если согласно расчетам для долота требуются три насадки диаметром 10; 10 и 10 мм, а одна обычная 10-мм насадка с точки зрения пропускной способности равнозначна 8-мм диффузорной, то предпочтительной будет комбинация насадок диаметром 10; 10 и 8 мм. Расход раствора при этом делится на три равные части, однако скорость на выходе из диффузорной насадки меньше, чем в остальных двух.

На малых и средних глубинах, когда гидростатические давления на забой относительно невелики, может возникнуть кавитация, ухудшающая гидравлические характеристики насадок долота.

Другой способ повышения эффективности шарошечных долот заключается в применении так называемой асимметричной схемы промывки.

В 1960 г. И. Банчу и В. Флориан из Бухарестского института нефти и газа разработали долото, в котором часть жидкости проходит через канал в одной из лап долота, через ее цапфу и конус шарошки. Струя жидкости выходит почти параллельно плоскости забоя и при вращении долота смывает шлам из центральной зоны забоя к его периферии, откуда его легче

удалять в затрубное пространство. Скорости проходки при бурении таким долотом оказались выше, чем для серийных долот [63].

В 1976 г. Ассоциация технических исследователей в нефтяной промышленности (АРТЕП, Франция) разработала и испытала долото с двумя насадками, расположенными между шарошками, и одной, направленной вверх (рис. 8.35). Последняя создает эжекционный эффект и ускоряет удаление шлама в кольцевое пространство, препятствуя образованию сальника на долоте. Улучшается также вынос шлама из призабойной зоны и предотвращается его дополнительное измельчение. Скорости бурения возрастают на 15—20 % [64].

В 1975 г. Жидовцев [4] сконструировал долото с комбинированной асимметричной схемой промывки (рис. 8.36): одна обычная периферийная насадка 1, один канал истечения через лапу, цапфу и шарошку долота 2 и еще один промывочный канал, направленный вверх 3. Эксперименты проводились с использованием двух партий из 34 долот диаметром 214 мм аналогичной конструкции, но с разными схемами расположения насадок при бурении на глубинах от 950 до 2070 м.

Результаты бурения долотами с асимметричной промывкой таковы: средняя скорость проходки увеличилась на 50 % по сравнению с серийными долотами. Кроме того, значительно уменьшился износ зубьев и опорных подшипников долота. Это свидетельствует о повышении эффективности распределения потоков жидкости на забое и вокруг долота, об улучшении условий выноса шлама.

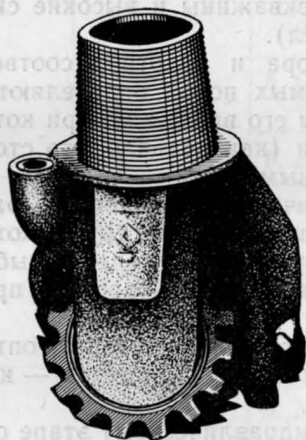


Рис. 8.35. Трехшарошечное долото с одной насадкой, направленной вверх [64]

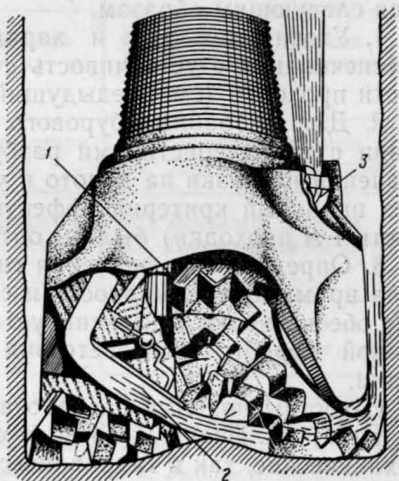


Рис. 8.36. Долото с асимметричной схемой промывки [4]

В работе [3] показано, что использование асимметричных схем промывки способствует уменьшению степени дополнительного измельчения шлама в зоне долота.

Глушение одной из насадок долота как один из способов улучшения очистки забоя скважины широко применяется в промысловых условиях.

8.10. КРИТЕРИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОМЫВКИ СКВАЖИНЫ

Определение оптимальных значений параметров, характеризующих эффективность промывки скважины в призабойной зоне (расхода промывочной жидкости, скорости истечения струй и свойств бурового раствора), предполагает наличие определенных критериев оценки этой эффективности.

В математической постановке задача состоит в нахождении максимума или минимума некоторой функции нескольких переменных, названной критерием эффективности.

В данном случае переменными величинами являются технологические факторы, оптимальные значения которых предстоит найти. В качестве критерия можно использовать любой из показателей эффективности процесса бурения: механическую скорость, проходку на долото, стоимость 1 м бурения и т. п. [65]. Ограничивающими факторами могут быть мощность и максимальное рабочее давление, развиваемые насосами.

В принципе эти критерии позволяют определить все оптимальные параметры режима бурения. Практически же ввиду наличия множества переменных и технологических ограничений, а также математических трудностей оптимизация осуществляется следующим образом.

1. Уточняются тип и характеристики бурового раствора, обеспечивающие устойчивость ствола скважины и высокие скорости проходки (см. предыдущий раздел).

2. Для выбранных бурового раствора и долота в соответствии с характеристиками разбуриваемых пород определяются значения нагрузки на долото и частоты его вращения, при которых принятый критерий эффективности (как правило, это стоимость 1 м проходки) был бы оптимальным.

3. Определяются значения гидравлических параметров (расхода промывочной жидкости и скорости истечения струй), которые обеспечивают эффективную очистку забоя и удаление выбуренной породы в соответствии с ожидаемой скоростью проходки.

Известны попытки разработать универсальную теорию оптимизации, включающую все технологические параметры — как механические, так и гидравлические [6].

Остановимся лишь на последнем (гидравлическом) этапе оптимизации.

Проблема оптимизации на этом этапе возникла еще в 50-е годы. Тогда главная задача заключалась в увеличении скоро-

стей проходки. Поэтому для составления и оптимизации гидравлических программ бурения были разработаны некоторые специфические критерии, отличные от принятых ранее в целях оптимизации всего режима бурения.

Разделим существующие (или возможные) критерии эффективности промывки скважины на три категории (табл. 8.1).

А. Первая, наиболее рациональная категория предполагает знание из опыта промысловых буровых работ или по данным

Т а б л и ц а 8.1

Категория		Критерий эффективности	Известный или заданный параметр
Специфические	Первая — известны требования к промывке	1. Давление на насосах	1.1. Мощность на долоте 1.2. Мощность на забое 1.3. Сила удара 1.4. Динамическое давление 1.5. Расход жидкости
		2. Мощность насосов	2.1. Мощность на долоте 2.2. Мощность на забое 2.3. Сила удара 2.4. Динамическое давление 2.5. Расход жидкости
	Вторая — условия удовлетворительной промывки неизвестны	3. Гидравлическая мощность на долоте	3.1. Мощность насосов 3.2. Давление нагнетания
		4. Гидравлическая мощность на забое	4.1. Мощность насосов 4.2. Давление нагнетания
		5. Сила удара струи о забой	5.1. Мощность насосов 5.2. Давление нагнетания
		6. Динамическое давление струи на забой	6.1. Мощность насосов 6.2. Давление нагнетания
	Третья — общие критерии эффективности процесса бурения	7. Механическая скорость бурения	7.1. Мощность насосов 7.2. Давление нагнетания
		8. Проходка на долото	8.1. Мощность насосов 8.2. Давление нагнетания
		9. Мгновенная скорость проходки	9.1. Мощность насосов 9.2. Давление нагнетания
		10. Стоимость 1 м проходки	10.1. Мощность насосов 10.2. Давление нагнетания

лабораторных исследований требований к промывке для обеспечения полного и быстрого выноса обломков выбуренной породы. Эти требования оцениваются непосредственно через расход промывочной жидкости и скорость истечения струи либо через гидравлическую мощность, силу удара струи или ее динамическое давление на забой.

Задача заключается в реализации этих требований при минимальных затратах энергии для циркуляции промывочной жидкости или при минимальном давлении нагнетания.

Б. В рамках второй категории критериев принимается, что скорость проходки непрерывно возрастает с увеличением гидравлической мощности, реализуемой в насадках долота, и силы удара струи или ее динамического давления. Следовательно, надо максимизировать один из этих параметров исходя из определенной гидравлической мощности насосов, установленных на буровой [66].

Впоследствии это привело к реализации все более высоких скоростей истечения струй и расходов жидкости и в конечном счете к созданию все более мощных насосов. Так, скорости истечения струй увеличились с 20—40 до 70—150 м/с, а мощность насосов — с 2—300 до 730—1200 кВт и даже до 1850 кВт. Такая мощность необходима для создания все более высоких давлений нагнетания (вплоть до 30 МПа).

Впоследствии было установлено, что, за исключением некоторых, слабосцементированных формаций, дальнейшее увеличение значений гидравлических параметров не влечет за собой существенного роста скорости проходки. Обнаружилось также и некоторое ускорение износа вооружения и опор долот.

Совокупность критериев первой категории предполагает корреляцию гидравлических и механических параметров режима бурения с учетом диаметра долота, характеристик пород, свойств промывочной жидкости при минимальных затратах энергии и наименьшей стоимости обслуживания насосов [66—72].

Если режим работы насосов задан, а согласно условиям совершенной промывки требуются давления и мощности, превышающие паспортные характеристики насосов, то можно прибегнуть к одному из критериев второй категории.

Однако указанные две категории критериев можно совместить [70, 73]. Например, при заданной гидравлической мощности на долоте в качестве критерия выбирается давление на насосе. Если же с какой-то глубины расчетное давление, создаваемое насосами, превышает допустимое значение (при выбранном расходе), то следует исходить из мощности насосов и максимизировать гидравлическую мощность на долоте.

В. Вместо оптимизации каких-либо гидравлических величин, взятых в качестве критериев эффективности промывки забоя и долота, представляет интерес оптимизация непосредственно показателей эффективности работы долота: скорости проходки

[74], проходки на долото или стоимости 1 м проходки [65]. Таким способом можно рассматривать и более сложные факторы, влияющие на процесс бурения. Если, например, исходить из соотношения (8.10), то механическая скорость бурения может достичь максимума при расходе, отличающемся от полученного по другим критериям. При этом мощность и давление, развиваемые насосами, рассматриваются уже не как заданные параметры, а лишь как функциональные ограничения.

Рассмотренные выше критерии предполагают оптимизацию промывки забоя скважины. Основная функция бурового раствора — удаление шлама с забоя на поверхность, для чего требуется некоторая минимальная скорость восходящего потока.

За исключением случаев, характерных для широкого кольцевого пространства и высоких скоростей проходки (т. е. встречающихся, как правило, при бурении верхних интервалов скважины), расход жидкости, необходимый для выноса шлама, чаще всего ниже требуемого для промывки забоя. Поэтому минимальный расход, необходимый для выноса шлама (ниже этого значения возникает опасность «образования сальника» и прихвата долота или бурильной колонны), будет рассматриваться как прямое нижнее ограничение по расходу.

Известны и верхние ограничения расхода промывочной жидкости. Они определяются скоростью восходящего потока, при которой появляется опасность размыва стенок скважины (при проходке сыпучих мергелей, песков или гравия) или гидроразрыва пластов из-за больших перепадов давления в затрубном пространстве. В случае эксплуатации насосов при заданном режиме максимальный паспортный расход также может стать верхним ограничивающим фактором.

С технологической точки зрения эти ограничения можно снять путем изменения характеристик бурового раствора или размера циркуляционных каналов.

Для скорости истечения струй также существует верхнее ограничение, обусловленное, в частности, стойкостью насадки к гидроабразивному износу.

Ниже будут рассмотрены некоторые критерии эффективности промывки забоя.

8.11. ДАВЛЕНИЕ, СОЗДАВАЕМОЕ НАСОСАМИ

Этот критерий предложил Рой Бобо в 1967 г. [67].

Износ насосов и выход из строя запасных частей, особенно для гидравлической части (штулки цилиндров и поршни, штоки, клапаны, уплотнения), определяются давлением нагнетания (рис. 8.37). На остальные элементы устьевой обвязки (шланги, вертлюги, задвижки, вентили) высокие давления нагнетания также могут оказывать неблагоприятное воздействие, так как приводят к потере герметичности некоторых соединений и уплотнений.

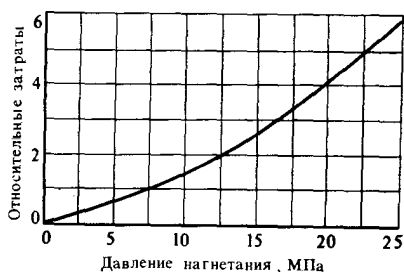


Рис. 8.37. Затраты на обслуживание насосов в зависимости от давления нагнетания

Поэтому при заданных условиях промывки расход жидкости и диаметр насадок рекомендуется подбирать таким образом, чтобы в выкидной линии насосов поддерживался ламинарный режим течения. В качестве определяющих параметров эффективности промывки будут рассматриваться гидравлическая мощность, реализуемая в насадках долота, сила удара или динамическое давление струи на забой.

А. Большинство промысловых исследований показало, что именно гидравлическая мощность, реализуемая в насадках долота, является определяющим фактором в очистке забоя и долота. Рекомендуются различные ее оптимальные значения: 0,34—0,57 кВт/см² — Рой Бобо; 0,40—0,68 кВт/см² — Дон Марфи; 0,51—0,74 — Луммус [49]. Таким образом, удельная гидравлическая мощность изменяется в пределах 0,3—0,7 кВт/см², причем бóльшие значения соответствуют долотам меньшего диаметра.

Гидравлическую мощность следовало бы коррелировать с массой (объемом) шлама, подлежащего выносу в единицу времени, со свойствами разбуриваемой породы и промывочной жидкости. В свою очередь, объем выбуренной породы определяется скоростью проходки, площадью поверхности забоя и, следовательно, нагрузкой на долото, частотой вращения, типом и диаметром долота, а также характеристиками породы.

Бургауйн предложил следующую эмпирическую зависимость:

$$P_{ss} = 0,13v_m^{1/3}, \quad (8.68)$$

где P_{ss} — удельная гидравлическая мощность, реализуемая в насадках долота, кВт/см²; v_m — механическая скорость бурения, м/ч.

Уравнение (8.68) дает сравнительно низкие значения гидравлической мощности и приемлемо для промывочных жидкостей невысокой плотности и с низкой концентрацией твердой фазы. В противном случае полученное значение P_{ss} следует увеличивать.

На рис. 8.38 представлена диаграмма, на которой показан рекомендуемый диапазон удельных гидравлических мощностей в зависимости от скорости проходки.

Существует определенная корреляция между гидравлической и механической мощностями, затрачиваемыми на разрушение

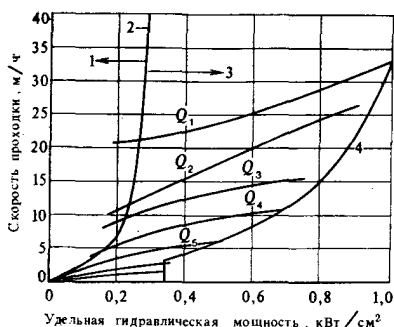


Рис. 8.38. Рекомендуемая гидравлическая мощность для промывки забоя и долота [75]:

1 — минимальная гидравлическая мощность; 2 — область неудовлетворительной промывки; 3 — область удовлетворительной промывки; 4 — максимальная гидравлическая мощность

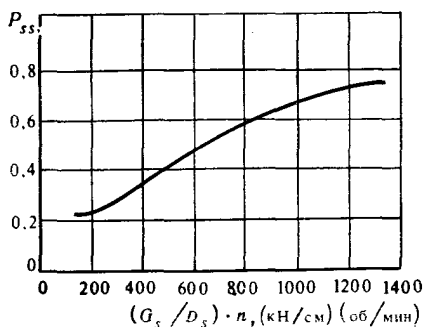


Рис. 8.39. Корреляция режимных параметров бурения с гидравлической мощностью на долоте

горных пород. Удельная гидравлическая мощность обычно выражается в виде зависимости от величины $(G_s/D_s)n$, имеющей ту же размерность, что и мощность. Такая корреляция представлена на рис. 8.39 (по Фуллертону).

Тату, используя диаграмму Бингхэма, установил соотношения между гидравлической мощностью, необходимой для очистки забоя, и механическими параметрами (осевой нагрузкой G_s и частотой вращения долота n), а также между разрушающей способностью долота K_s и его диаметром.

Если через G_s^*/D_s^* обозначить предельную удельную нагрузку, при которой гидравлическая мощность P_s^* становится недостаточной (на диаграмме Бингхэма она соответствует точке, где показатели бурения отклоняются от линии совершенной очистки и переходят на одну из линий несовершенной очистки), а через n^* — частоту вращения, то можно записать.

$$P_s^* = K_h K_s \left(\frac{G_s^*}{D_s^*} \right) n^* \alpha_n^* D_n^* \quad (8.69)$$

где K_h — коэффициент пропорциональности, названный показателем промывки; α_n^* — поправочный коэффициент, характеризующий влияние частоты вращения на углубление за один оборот (его можно определить с помощью графика на рис. 8.40, на котором эквивалентная частота вращения приравняется 100 об/мин и $\alpha^* = r(n)/n : r(100)/100$).

После определения коэффициента K_h находим минимальную гидравлическую мощность для любой другой нагрузки и частоты вращения применительно к другому долоту

$$P_s = K_h K_s \left(\frac{G_s}{D_s} \right) n \alpha_n D_s \quad (8.70)$$

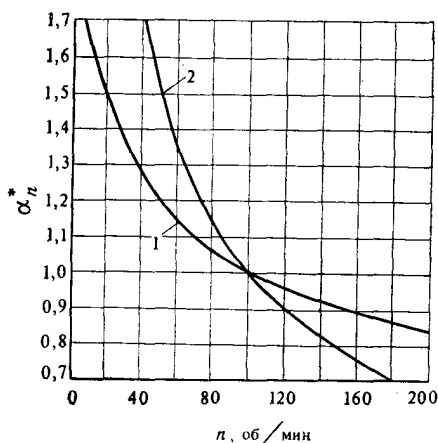


Рис. 8.40. Зависимость коэффициента α_n^* , входящего в уравнение (8.69), от частоты вращения долота [5]:

1 — породы средней твердости и твердые, $v_m \approx n^{0,43}$; 2 — породы мягкие и средней твердости, $v_m \approx n^{0,75}$

Исследования рекомендуется проводить с использованием долот одинаковых типоразмеров и бурового раствора с идентичными характеристиками. В работе [5] представлен также один из способов определения необходимых изменений свойств бурового раствора и режима течения с использованием критерия Рейнольдса (8.62).

Пусть мощность P_s , реализуемая в насадках долота, известна; P_c — мощность, необходимая для преодоления трения в циркуляционной системе скважины, исключая насадки долота, P_p — гидравлическая мощность насосов, а p_s , p_c , p_p — соответствующие потери давления.

Запишем равенство в виде

$$P_p = P_s + P_c \quad (8.71)$$

или

$$p_p Q_0 = P_s + p_c Q_0, \quad (8.72)$$

где Q_0 — расход промывочной жидкости.

Допустим, что

$$p_c = \alpha \rho Q_0^2, \quad (4.251a)$$

где $\alpha = \alpha_1 L + \alpha_2$; α_1 — коэффициент потерь давления, зависящих от длины бурильных труб L ; α_2 — коэффициент потерь давления, не зависящих от L (исключая потери в насадках долота); ρ — плотность раствора.

Уравнение (8.72) примет вид

$$p_p = \frac{P_s}{Q_0} + \alpha \rho Q_0^2. \quad (8.73)$$

Оно справедливо в диапазоне $[Q_{\min}, Q_{\max}]$, где Q_{\min} — минимальный расход, необходимый для выноса шлама на поверх-

ность; Q_{\max} — максимальный расход, определяемый устойчивостью стенок скважины и мощностью насосов.

Давление на насосах минимально при расходе, удовлетворяющем равенству

$$\frac{dp_p}{dQ_0} = -\frac{P_s}{Q_0^2} + 2\alpha\rho Q_0 = 0, \quad (8.74)$$

откуда

$$Q_0 = \sqrt[3]{\frac{P_s}{2\alpha\rho}}. \quad (8.75)$$

При любом другом расходе давление нагнетания будет больше (рис. 8.41).

Из того же равенства (8.74), с учетом соотношения (4.251a), следует

$$p_c = \frac{p_p}{3}; \quad p_s = \frac{2}{3} p_p; \quad (8.76)$$

$$P_c = \frac{P_p}{3}; \quad P_s = \frac{2}{3} P_p. \quad (8.77)$$

Однако мощность, реализуемая в насадках долота,

$$P_s = p_s Q_0 = \frac{1}{\varphi^2} \frac{v_0^2}{2} \rho Q_0 = \frac{\rho Q_0^3}{2\varphi^2 A_0^2} = \frac{P_s}{4\alpha\varphi^2 A_0^2}. \quad (8.78)$$

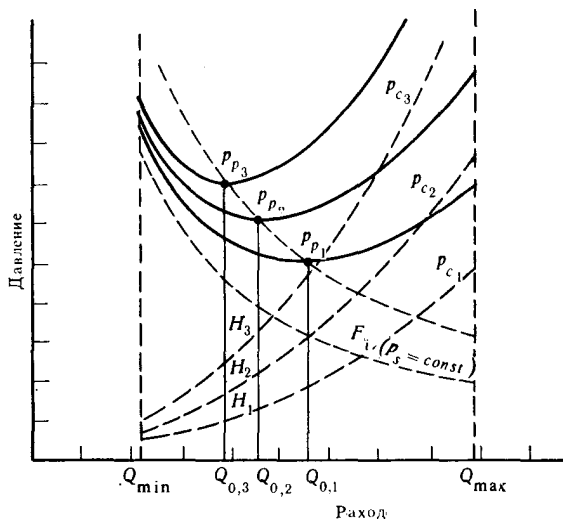


Рис. 8.41. Изменение давления нагнетания от расхода бурового раствора (при $P_s = \text{const}$) в соответствии с критерием давления на насосах

Следовательно, площадь насадок, соответствующая минимальному давлению на насосах,

$$A_0 = \frac{1}{2\varphi \sqrt{\alpha}}. \quad (8.79)$$

В таком случае скорость струй на выходе из насадок будет определяться по формуле

$$v_0 = \frac{Q_0}{A_0} = 2\varphi \sqrt[6]{\frac{\alpha P_s^2}{4\rho_2}}. \quad (8.80)$$

Приравнивая выражение (8.75) к Q_{\max} , получим глубину, до которой можно бурить с максимальным расходом:

$$H_1 = l_g + \frac{P_s}{2\alpha_1 \rho Q_{\max}^3} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1}, \quad (8.81)$$

где l_g — длина утяжеленных бурильных труб.

Площадь насадок в данном случае определяется из уравнения

$$P_s = p_s Q_{\max} = \frac{1}{2\varphi^2} \frac{Q_{\max}^3}{A_0^2} \rho, \quad (8.82)$$

откуда

$$A_0 = \frac{1}{\varphi} \sqrt[3]{\frac{\rho Q_{\max}^3}{2P_s}}. \quad (8.83)$$

Аналогичным образом вычисляется и глубина бурения H_2 с расходом Q_{\min} ;

$$H_2 = l_g + \frac{P_s}{2\alpha_1 \rho Q_{\min}^3} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1}. \quad (8.84)$$

Из этих уравнений следует:

— в интервале глубин от H_1 до H_2 расход и площадь насадок уменьшаются с увеличением глубины;

— скорость струй в том же интервале несколько возрастает с глубиной, а вне его остается постоянной;

— в указанном интервале потери давления в циркуляционной системе и в насадках долота увеличиваются с глубиной; вне этого интервала p_s остается постоянным, а p_c увеличивается линейно с глубиной.

Примечания. 1. Поскольку внутренний диаметр насадок изменяется дискретно, фактические гидравлические параметры изменяются не монотонно (как указано на рис. 8.42), а также дискретно.

2. Можно использовать и более точное выражение для давления в виде $p_c = \alpha \rho^{m-1} Q^m$ [вместо выражения (4.251а) при $m=1,8$]. Однако оптимальные значения Q_0 , A_0 , v_0 и в этом слу-

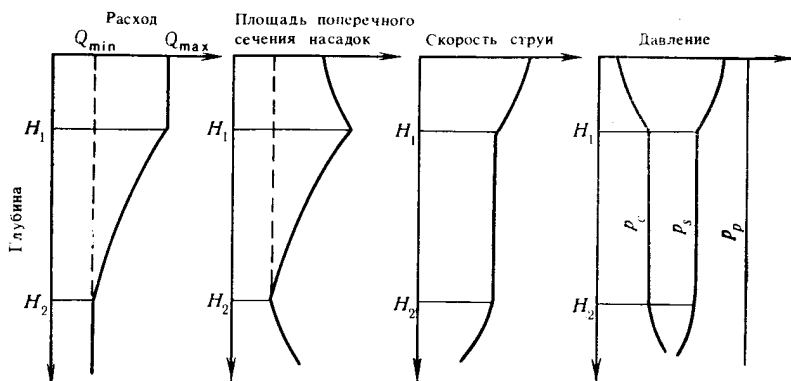


Рис. 8.42. Изменение гидравлических параметров с глубиной (при $P_s = \text{const}$) в соответствии с критерием давления на насосах

чае не отличаются существенно от вычисленных с помощью вышеуказанных уравнений, что оправдывает принятое упрощение [70].

3. При составлении гидравлической программы в дополнение к расходу, диаметру насадок и скорости струй следует рассчитывать потери давления во всей циркуляционной системе, число действующих насосов, диаметр их втулок и частоту ходов.

В случае применения ЭВМ, в памяти которой находятся данные об используемых насосах, эти параметры должны определяться, например, через каждые 100 м проходки.

Диаметр втулок насосов рассчитывается по уравнению

$$D_c = \sqrt{\frac{4Q_0}{\pi i z e n f_{\max} s} + \frac{e-1}{e} d_t^2}, \quad (8.85)$$

где i — число работающих насосов; z — число цилиндров в одном насосе; e — число рабочих поверхностей поршней ($e=1$ — простой ход, а $e=2$ — двойной ход); f_{\max} — максимальная частота ходов; s — длина хода поршня; d_t — диаметр штоков поршней.

Из имеющихся втулок выбирается та, диаметр которой несколько выше расчетного.

Если Q больше максимального расхода одного насоса, то принимается $i=2$. В противном случае расчет ведется только для одного насоса $i=1$ и сравнивается сумма $(p_s + p_c)$ с максимальным давлением p_p , допустимым для данной втулки. Если $(p_s + p_c) < p_p$, расчет считается правильным; если нет, то принимается $i=2$. Если полученное давление и в этом случае превышает допустимое для насосов, то данный критерий считается неприемлемым — мощность двух установленных насосов слишком мала, чтобы удовлетворить требованиям промывки.

В этом случае выбирают другие насосы либо применяют критерий второй категории (см. разделы 8.13—8.15).

Наконец, вычисляется частота ходов, соответствующая выбранным втулкам.

При ручных расчетах определяется площадь насадок в начале и в конце проектируемого интервала бурения, а также глубины H_1 и H_2 , если они находятся в пределах этого интервала. Затем выбираются необходимые комбинации диаметров насадок. Решением уравнения (8.79) относительно L найдем глубины, где данные насадки являются оптимальными:

$$H_0 = l_g + \frac{1}{4\alpha_1 \varphi^2 A_0^2} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1}. \quad (8.86)$$

Ясно, что определяемые величины являются оптимальными только в одной точке. Но, поскольку непрерывное изменение площади насадок невозможно, их необходимо менять с таким расчетом, чтобы оптимальные точки находились на половине подынтервалов, на которых они используются.

Пример 8.1. Бурение скважины предполагается осуществить в интервале от 500 до 3500 м с использованием долот диаметром $D_s = 295$ мм*. Бурильная колонна состоит из $127 \times 108,6$ -мм бурильных труб и 150 м $203,2 \times 76,2$ -мм УБТ. Буровая установка оборудована двумя насосами 2PN-700, характеристики которых приводятся в табл. 8.2. Предположим, что $G_s = 200$ кН, а $n = 100$ об/мин. Буровой раствор имеет характеристики: $\rho = 1300$ кг/м³, $\eta_p = 20$ мПа·с и $\tau_0 = 4$ Па.

Решение

Вычислим выражение

$$\frac{G_s}{D_s} n = \frac{200}{29,5} 100 = 678 \text{ (кН/см) (об/мин)}.$$

Из рис. 8.40 найдем, что $P_{ss} = 0,5$ кВт/см². Требуемая гидравлическая мощность на долоте

$$P_s = \frac{\pi}{4} D_s^2 P_{ss};$$

$$P_s = \frac{3,14}{4} 29,5^2 \cdot 0,5 = 341,7 \text{ кВт} \approx 350 \text{ кВт}.$$

Из рис. 7.9 при $\rho = 1300$ кг/м³ определим минимальную скорость восходящего потока $v_{as} = 0,48$ м/с. Минимальный расход

$$Q_{\min} = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - d_p^2) v_{as};$$

$$Q_{\min} = \frac{3,14}{4} (0,295^2 - 0,127^2) 0,48 = 0,0267 \approx 27 \text{ л/с}.$$

* При составлении гидравлической программы для всей скважины ее глубина делится на интервалы, в которых сохраняются неизменными диаметр бурильных труб и УБТ, длина УБТ и требуемая гидравлическая мощность на долоте.

Таблица 8.2

Характеристика насосов			Расход, л/с, при различных значениях диаметра втулок (мм)/давление (МПа)											
Число ходов в 1 мин	Развиваемая мощность, кВт	Эффективная гидравлическая мощность, кВт	203,2 8,4	196,5 8,9	190,5 9,6	184,15 10,4	177,8 11,2	171,45 12,1	165,1 13,2	158,75 14,4	152,4 15,8	146,05 17,4	139,7 19,3	133,5 20,5
65	515	372	44,5	41,6	38,7	36,0	33,3	30,8	28,3	25,9	23,6	21,4	19,3	17,3
60	475	344	41,1	38,4	35,8	33,2	30,8	28,4	26,1	23,9	21,8	19,8	17,8	16,0
55	436	315	37,7	35,2	32,8	30,5	28,2	26,0	23,9	21,9	20,1	18,1	16,4	14,7
50	386	286	34,2	32,0	29,8	27,7	25,6	23,7	21,8	19,9	18,2	16,5	14,7	13,3
45	356	258	30,8	28,8	26,8	24,9	23,1	21,3	19,6	17,9	16,4	14,8	13,4	12,0
40	317	229	27,4	25,6	23,8	22,1	20,5	18,9	17,4	15,9	14,5	13,2	11,9	10,7
35	277	200	24,0	22,4	20,9	19,4	17,9	16,6	15,2	13,9	12,7	11,5	10,4	9,3

Примечание. $\eta_m = 0,85$; $\eta_v = 0,85$.

Таблица 8.3

Глубина, м	Диаметр насадок, мм	Площадь сечения насадок, см ²	Расход, л/с	Скорость струй, м/с	Потери давления, МПа		Давление, создаваемое насосами, МПа	Гидравлическая мощность, насосов, кВт	Число насосов	Диаметр втулок, мм	Число ходов в 1 мин
					в насадках	в остальной системе					
500	13; 13; 13	3,982	42,94	107,84	8,38	4,07	12,45	53,06	2	152,4	59
600	12; 13; 13	3,786	41,86	110,57	8,81	4,18	12,99	54,38	2	152,4	58
700	12; 13; 13	3,786	40,89	108,00	8,40	4,28	12,68	51,85	2	152,4	57
800	12; 12; 13	3,589	40,00	111,45	8,95	4,37	13,32	53,28	2	152,4	55

Глубина, м	Диаметр насадок, мм	Площадь сечения насадок см ²	Расход, л/с	Скорость струй, м/с	Потери давления, МПа		Давление, создаваемое насосами, МПа	Гидравли- ческая мощность насосов, кВт	Число насосов	Диаметр штулок, мм	Число ходов в 1 мин
					в насад- ках	в осталь- ной системе					
900	12; 12; 13	3,589	39,18	109,17	8,58	4,47	13,05	51,13	2	152,4	54
1000	12; 12; 12	3,393	38,43	113,27	9,24	4,55	13,79	52,99	2	152,4	53
1100	12; 12; 12	3,393	37,73	111,21	8,91	4,64	13,55	51,12	2	146,0	57
1200	11; 12; 12	3,212	37,08	115,44	9,59	4,72	14,32	53,10	2	146,0	56
1300	11; 12; 12	3,212	36,47	113,54	9,28	4,80	14,08	51,35	2	146,0	55
1400	11; 11; 12	3,032	35,90	119,55	10,29	4,87	15,16	54,42	2	146,0	54
1500	11; 11; 12	3,032	35,37	116,66	9,80	4,95	14,75	52,17	2	146,0	54
1600	11; 11; 12	3,032	34,86	114,99	9,52	5,02	14,54	50,69	2	146,0	53
1700	11; 11; 11	2,851	34,38	119,18	10,23	5,09	15,32	52,67	2	146,0	52
1800	11; 11; 11	2,851	33,93	118,61	10,13	5,16	15,29	51,88	2	139,7	57
1900	11; 11; 11	2,851	33,50	117,52	9,95	5,22	15,17	50,82	2	139,7	56
2000	10; 11; 11	2,686	33,09	123,21	10,93	5,29	16,22	53,67	2	139,7	56
2100	10; 11; 11	2,686	32,71	121,76	10,68	5,35	16,03	52,43	2	139,7	55
2200	10; 11; 11	2,686	32,34	120,39	10,45	5,41	15,85	51,26	2	139,7	55
2300	10; 10; 11	2,521	31,98	126,84	11,59	5,47	17,06	54,56	2	139,7	54
2400	10; 10; 11	2,521	31,64	125,49	11,34	5,53	16,87	53,38	2	139,7	53
2500	10; 10; 11	2,521	31,31	124,20	11,11	5,59	16,70	52,29	2	139,7	53
2600	10; 10; 11	2,521	30,99	122,90	10,89	5,64	16,53	51,23	2	139,7	52
2700	10; 10; 11	2,521	30,70	121,76	10,68	5,70	16,38	50,29	2	133,3	58
2800	10; 10; 10	2,356	30,41	129,06	12,00	5,76	17,76	54,01	2	133,3	57
2900	10; 10; 10	2,356	30,13	127,88	11,78	5,81	17,59	53,00	2	133,3	56
3000	10; 10; 10	2,356	29,86	126,73	11,57	5,86	17,43	52,05	2	133,3	56
3100	10; 10; 10	2,356	29,60	125,63	11,37	5,91	17,28	51,15	2	133,3	55
3200	9; 10; 10	2,207	29,35	133,00	12,74	5,96	18,70	54,88	2	133,3	55
3300	9; 10; 10	2,207	29,11	131,89	12,53	6,01	18,54	53,97	2	133,3	54
3400	9; 10; 10	2,207	28,87	130,83	12,33	6,06	18,39	53,09	2	133,3	54
3500	9; 10; 10	2,207	28,65	129,80	12,13	6,11	18,24	52,26	2	133,3	53

Допустим, что максимальный расход определяется мощностью используемых двух насосов:

$$Q_{\max} = 2 \cdot 44,5 = 89 \text{ л/с.}$$

Для расчета коэффициентов потерь давления принимается, что ориентировочный расход, необходимый для промывки забоя, постоянен по всему интервалу:

$$Q_{or} = A_t Q_{sp};$$

$$Q_{or} = \frac{\pi}{4} 29,5^2 \cdot 0,050 = 34,17 \approx 34 \text{ л/с.}$$

Для этого расхода и реологических характеристик бурового раствора (см. главу 4)

$$\alpha_{ip} = 11,80 \cdot 10^2 \text{ м}^{-5}; \quad \alpha_{ig} = 63,1 \cdot 10^2 \text{ м}^{-5};$$

$$\alpha_{ep} = 0,86 \cdot 10^2 \text{ м}^{-5}; \quad \alpha_{eg} = 2,3 \cdot 10^2 \text{ м}^{-5};$$

$$\alpha_{ir} = 0,76 \cdot 10^2 \text{ м}^{-5}; \quad \alpha_{is} = 2,5 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4};$$

$$\alpha_{er} = 0.$$

С достаточной степенью точности можно использовать и значения из табл. 4.7—4.11.

Просуммировав, получим

$$\alpha_1 = \alpha_{ip} + \alpha_{ep} + \alpha_{ir} + \alpha_{er};$$

$$\alpha_1 = (11,8 + 0,86 + 0,76) 10^2 = 13,42 \cdot 10^2 \text{ м}^{-5};$$

$$\alpha_2 = \alpha_{is} + l_g (\alpha_{ig} + \alpha_{eg});$$

$$\alpha_2 = 2,5 \cdot 10^5 + 150 (63,1 + 2,3) 10^2 = 12,31 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4}.$$

В табл. 8.3 представлены гидравлические параметры, определенные в скважине через 100-м интервалы.

Например, на глубине $H=500$ м

$$L = H - l_g;$$

$$L = 500 - 150 = 350 \text{ м};$$

$$\alpha = 13,42 \cdot 10^2 \cdot 350 + 12,31 \cdot 10^5 = 17,0 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4};$$

$$Q_0 = \sqrt[3]{\frac{350 \cdot 10^3}{2 \cdot 17,0 \cdot 10^5 \cdot 1300}} = 0,04294 \text{ м}^3/\text{с} = 42,94 \text{ л/с.}$$

Значение Q_0 не выходит за пределы между Q_{\min} и Q_{\max} .

$$A_0 = \frac{1}{2 \cdot 0,95 \sqrt{17,0 \cdot 10^5}} = 4,037 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 4,037 \text{ см}^2.$$

Диаметр насадок

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 A_0}{3\pi}};$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,037}{3 \cdot 3,14}} = 1,309 \text{ см} = 13,09 \text{ мм.}$$

Выбираются три насадки диаметром каждой 13 мм. Их общая площадь $A_0 = 3,982 \text{ см}^2$.

Скорость струй

$$v_0 = \frac{Q_0}{A_0};$$

$$v_0 = \frac{42,94 \cdot 10^3}{3,982 \cdot 10^{-4}} = 107,84 \text{ м/с.}$$

Потери давления в насадках

$$p_s = \frac{1}{\varphi^2} \frac{v_0^2}{2} \rho;$$

$$p_s = \frac{107,84^2 \cdot 1300}{0,95^2 \cdot 2} = 8,38 \text{ МПа,}$$

а в циркуляционной системе

$$p_c = \alpha \rho Q^2;$$

$$p_c = 17,0 \cdot 10^6 \cdot 1300 \cdot 4294^2 \cdot 10^{-6} = 4,07 \text{ МПа}$$

Давление нагнетания

$$p_p = p_c + p_s;$$

$$p_p = 8,38 + 40,7 = 12,45 \text{ МПа.}$$

Как следует из табл. 8.2, такое давление достижимо при использовании цилиндрических втулок диаметром 165 мм или менее, поскольку максимальный расход (28,3 л/с) ниже требуемого (42,94 л/с). Следовательно, надо подключить два насоса. Если в них будут использоваться цилиндрические втулки диаметром 152 мм и насосы будут работать с частотой 59 двойных ходов в 1 мин, расчетный расход вполне достигим.

Аналогичным образом определены гидравлические параметры и на остальных глубинах. Замена насадок осуществляется при подъеме долота на глубине, близкой к расчетной.

Из табл. 8.3 следует, что одна и та же комбинация насадок используется в интервале в несколько сот метров. Это позволяет уменьшить объем расчетов и определять лишь глубины, на которых необходимо произвести смену насадок.

Сначала вычисляются глубины

$$H_1 = 150 + \frac{350 \cdot 10^3}{2 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300 \cdot 89^3 \cdot 10^{-9}} - \frac{12,31 \cdot 10^6}{13,42 \cdot 10^2} =$$
$$= 150 + 142 - 917 = -625 \text{ м} < 500 \text{ м};$$

$$H_2 = 150 + \frac{350 \cdot 10^3}{2 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300 \cdot 27^3 \cdot 10^{-9}} - \frac{12,31 \cdot 10^6}{13,42 \cdot 10^2} =$$
$$= 150 + 5096 - 917 = 4329 \text{ м} > 3500 \text{ м.}$$

Таким образом, во всем интервале бурения (от 500 до 3500 м) расход удовлетворяет уравнению (8.75): $Q_{\min} < Q < Q_{\max}$.

Определим диаметр насадок на глубинах 500 и 3500 м. Согласно расчетам, требуются три насадки диаметром 13; 13 и 13 мм в начале интервала и 9; 10 и 10 мм в конце его.

Промежуточные комбинации насадок и значения гидравлических параметров приведены в табл. 8.4.

Таблица 8.4

Глубина, м	Глубина, где давление минимально, м	Диаметр насадок, мм	Площадь попереч- ного сечения насадок. см ²	Расход, л/с	Скорость струй, м/с	Потери давления МПа		Давление, создаваемое насосами, МПа	Число насосов	Диаметр штуков, мм	Число ходов в 1 мин
						в насад- ках долота	в остальной системе				
500—603	534	13; 13; 13	3,982	42,56	106,88	8,23	4,00—4,33	12,23—12,56	2	152,4	59
603—754	673	12; 13; 13	3,786	41,14	108,68	8,51	4,05—4,09	12,56—13,00	2	152,4	57
754—930	835	12;-12; 13	3,589	39,71	110,63	8,81	4,19—4,67	13,00—13,48	2	152,4	55
930—1130	1026	12; 12; 12	3,393	38,24	112,71	9,15	4,33—4,84	13,48—13,99	2	146,0	58
1130—1355	1233	11; 12; 12	3,212	36,88	114,80	9,49	4,51—5,04	14,00—14,53	2	146,0	56
1355—1625	1478	11; 11; 12	3,032	35,48	117,03	9,86	4,66—5,25	14,52—16,11	2	146,0	54
1625—1933	1772	11; 11; 11	2,851	34,06	119,46	10,28	4,84—5,46	15,02—15,74	2	139,7	57
1933—2287	2094	10; 11; 11	2,686	32,73	121,85	10,69	5,05—5,71	15,74—16,40	2	139,7	55
2287—2716	2481	10; 10; 11	2,521	31,37	124,45	11,15	5,24—5,98	16,39—17,13	2	133,3	59
2716—3210	2951	10; 10; 10	2,356	29,99	127,30	11,67	5,47—6,24	17,14—17,91	2	133,3	56
3210—3500	3470	9; 10; 10	2,207	28,71	130,10	12,19	5,72—6,14	17,91—18,33	2	133,3	54

Пусть, например, выбраны три насадки диаметром каждая 11 мм, тогда $A_0 = 2,851 \text{ см}^2$. Глубина, до которой их применение оптимально, согласно уравнению (8.86),

$$H_0 = 150 + \frac{1}{4 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 0,95^2 \cdot 2,851^2 \cdot 10^{-8}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 1772 \text{ м.}$$

С помощью известных соотношений вычисляются: α , Q_0 , v_0 , p_s , i и f . Аналогичным образом определяются и глубины, на которых оптимальны остальные комбинации. Переход от одной комбинации к другой осуществляется на середине расстояния между «оптимальными» точками.

Б. Гидравлическую мощность не следует рассматривать как универсальный критерий промывки забоя [76].

Использование силы удара струи в качестве главного критерия, определяющего эффективность очистки забоя, обусловлено тем, что произведение $Q_0 v_0$ входит и в выражения скорости потока, параллельного забою (8.54), напряжения сдвига на поверхности забоя (8.55), а также в уравнения (8.56) и (8.61).

Пусть, например, известна сила удара струи. Можно записать

$$F_i = \rho Q_0 v_0 = \varphi Q_0 \sqrt{2\rho p_s}, \quad (8.87)$$

откуда

$$p_s = \frac{1}{2\varphi^2} \frac{F_i^2}{\rho Q_0^2}. \quad (8.88)$$

Давление на насосах

$$p_p = p_s + p_c = \frac{F_i^2}{2\varphi^2 \rho Q_0^2} + \alpha \rho Q_0^2. \quad (8.89)$$

При $F_i = \text{const}$ давление, создаваемое насосами, минимально при расходе, удовлетворяющем уравнению

$$\frac{dp_p}{dQ_0} = -\frac{F_i^2}{\varphi^2 \rho Q_0^3} + 2\alpha \rho Q_0 = 0, \quad (8.90)$$

поэтому

$$Q_0 = \sqrt[4]{\frac{F_i^2}{2\alpha \varphi^2 \rho^2}}. \quad (8.91)$$

На определенной глубине существует только один расход, при котором давление нагнетания минимально (рис. 8.43).

Из уравнения (8.90) с учетом соотношений (4.251) следует

$$p = \frac{p_p}{2}, \quad p_s = \frac{p_p}{2}; \quad (8.92)$$

$$P_c = \frac{P_p}{2}, \quad P_s = \frac{P_p}{2}. \quad (8.93)$$

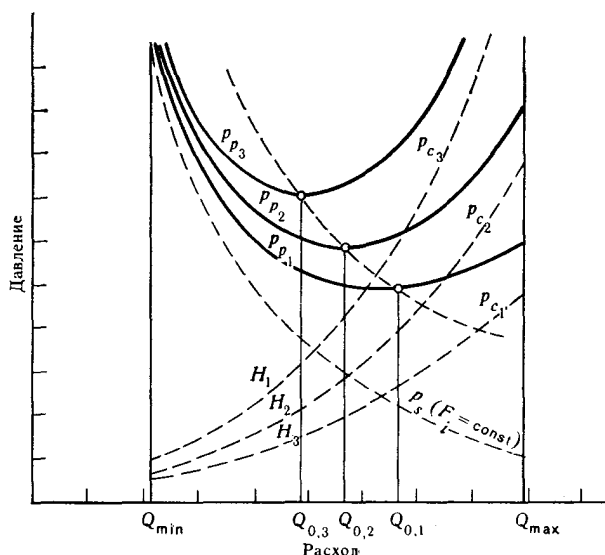


Рис. 8.43. Изменение давления нагнетания от расхода (при $F_i = \text{const}$) в соответствии с критерием давления на насосах

Сила удара струи

$$F_i = \rho \frac{Q_0^2}{A_0} = \frac{\rho}{A_0} \sqrt{\frac{F_i^2}{2\alpha\varphi^2\rho^2}} = \frac{F_i}{\varphi A_0 \sqrt{2\alpha}}. \quad (8.94)$$

Отсюда площадь насадок

$$A_0 = \frac{1}{\varphi \sqrt{2\alpha}}. \quad (8.95)$$

Скорость истечения струй

$$v_0 = \frac{Q_0}{A_0} = \varphi \sqrt[4]{\frac{2\alpha F_i^2}{\varphi^2\rho^2}}. \quad (8.96)$$

В соответствии с соотношениями (8.92) и (8.93), если бурение осуществляется с расходом и насадками, определенными с помощью уравнений (8.91) и (8.95), давление, создаваемое насосами, будет минимальным и половина его реализуется в насадках долота, а вторая половина — в остальной части циркуляционной системы.

Как и в предыдущем случае, когда Q_0 , вычисленный по уравнению (8.91), имеет значения вне области допустимого изменения расхода, принимается предельное его значение. Так,

если $Q_0 = Q_{\min}$, то из уравнения (8.91) следует, что оптимальная глубина, соответствующая минимальному расходу:

$$H_2 = l_g + \frac{F_i^2}{2\varphi^2 \alpha_1 \rho^2 Q_{\min}^4} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1}. \quad (8.97)$$

Площадь насадок в данном случае

$$A_0 = \rho \frac{Q_{\min}^2}{F_i}, \quad (8.98)$$

а скорость истечения струй

$$v_0 = \frac{Q_{\min}}{A_0} = \frac{F_i}{\rho Q_{\min}}. \quad (8.99)$$

Аналогично определяется и величина H_1 при $Q_0 = Q_{\max}$.

Из полученных выше соотношений можно сделать следующие выводы (рис. 8.44):

— в интервале глубин H_1 — H_2 расход и площадь поперечного сечения насадок уменьшаются по мере углубления (увеличения глубины); вне этого интервала они остаются постоянными;

— скорость истечения струй несколько повышается с увеличением глубины в интервале H_1 — H_2 ;

— в этом же интервале потери давления p_c и p_s равны и увеличиваются с глубиной; вне его потери давления в насадках остаются постоянными, а в остальной части циркуляционной системы изменяются с глубиной линейно.

Следует отметить, что оптимальный расход возрастает с увеличением гидравлической мощности. Напротив, площадь поперечного сечения насадок зависит только от глубины.

Пример 8.2. Условия такие же, как в примере 8.1. При использовании долота с насадками диаметром каждая 12 мм в другой скважине, но в аналогичных условиях было установлено, что при расходе 30 л/с промывка забоя удовлетворительная. Необходимо определить условия, при которых сила удара струй о забой имела бы те же значения, что и в предыдущем примере.

Решение

Сила удара

$$F_i = \rho Q_0 v_0 = \rho \frac{Q_0^2}{A_0}; \quad F_i = 1300 \frac{4 \cdot 30^2 \cdot 10^{-6}}{3 \cdot 3,14 \cdot 1^2 \cdot 10^{-4}} = 4966 \text{ Н.}$$

Пусть $F_i = 5000$ Н. Коэффициенты те же, что и в предыдущем примере: $\alpha_1 = 13,42 \cdot 10^2 \text{ м}^{-5}$ и $\alpha_2 = 12,31 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4}$. $Q_{\min} = 27$ л/с и $Q_{\max} = 89$ л/с.

Вычислим глубины

$$H_1 = 150 + \frac{5000^2}{2 \cdot 0,95^2 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300^2 \cdot 89^4 \cdot 10^{-12}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} < 0;$$

$$H_2 = 150 + \frac{5000^2}{2 \cdot 0,95^2 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300^2 \cdot 27^4 \cdot 10^{-12}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 10 \, 724 \text{ м.}$$

Обе глубины находятся вне разбуриваемого интервала (500—3500 м).
В начале интервала

$$H = 500 \text{ м}, \quad L = 350 \text{ м}, \quad \alpha = 17,0 \cdot 10^5 \text{ м}^{-5};$$

$$A_0 = \frac{1}{0,95 \sqrt{2 \cdot 17,0 \cdot 10^5}} = 5,709 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 5,709 \text{ см}^2;$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,709}{3 \cdot 3,14}} = 1,557 \text{ см} = 15,57 \text{ мм}.$$

Выбираются насадки, имеющие диаметры 15; 16 и 16 мм.
В конце интервала

$$H = 3500 \text{ м}, \quad L = 3350 \text{ м}, \quad \alpha = 57,267 \cdot 10^5 \text{ м}^{-5};$$

$$A_0 = \frac{1}{0,95 \sqrt{2 \cdot 57,267 \cdot 10^5}} = 3,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 3,11 \text{ см}^2;$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,11}{3 \cdot 3,14}} = 1,149 \text{ см} = 11,49 \text{ мм}.$$

Выбираются насадки диаметром 11; 11 и 12 мм.

Промежуточные комбинации насадок, а также значения всех расчетных параметров представлены в табл. 8.5.

Рассмотрим, например, такую комбинацию насадок: 14; 14 и 14 мм; $A_d = 4,618 \text{ см}^2$.

Глубина, на которой эти насадки являются оптимальными, определяется из уравнения (8.95):

$$H_0 = l_g + \frac{1}{2\alpha_1 \varphi^2 A_0^2} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1};$$

$$H_0 = 150 + \frac{1}{2 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 0,95^2 \cdot 4,618^2 \cdot 10^{-8}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 1168 \text{ м}.$$

Далее определим

$$\alpha = (1168 - 150) \cdot 13,42 \cdot 10^2 + 12,31 \cdot 10^5 = 25,97 \cdot 10^5 \text{ м}^{-5};$$

$$Q_0 = \sqrt[4]{\frac{5000^3}{2 \cdot 25,97 \cdot 10^5 \cdot 0,95^2 \cdot 1300^2}} = 0,04215 \text{ м}^3/\text{с} = 42,15 \text{ л/с};$$

$$v_0 = \frac{0,04215}{4,618 \cdot 10^{-4}} = 91,27 \text{ м/с};$$

$$p_s = \frac{1}{0,95^2} \cdot \frac{91,27^2}{2} \cdot 1300 = 6 \text{ МПа};$$

$$p_c = 25,97 \cdot 10^5 \cdot 1300 \cdot 42,15^2 \cdot 10^{-6} = 6 \text{ МПа};$$

$$p_p = 6 + 6 = 12 \text{ МПа}.$$

Сравнивая значения Q_0 и p_p с приведенными в табл. 8.2, найдем, что необходимы два насоса. Их можно снабдить цилиндрическими втулками диаметром 152 мм в расчете на 57 ходов в 1 мин.

Таким же образом ведутся расчеты и для остальных комбинаций насадок, замена которых производится на середине расстояния между глубинами, где они являются оптимальными.

Таблица 8.5

Глубина, м	Глубина, где давление мини- мально, м	Диаметр насадок, мм	Площадь сечения насадок, см ²	Расход, л/с	Скорость струй, м/с	Потери давления, МПа		Давление, создаваемое насосами, МПа	Число насосов	Диаметр втулок, мм	Число ходов в 1 мин
						в насад- ках долота	в остальной системе				
500—520	465	15; 16; 16	5,788	47,18	81,52	4,79	4,92—5,00	9,71—9,79	2	158,7	59
520—638	575	15; 15; 16	5,545	46,18	83,28	5,00	4,78—5,23	9,79—10,23	2	158,7	58
638—769	702	15; 15; 15	5,301	45,16	85,18	5,23	5,00—5,47	10,23—10,70	2	158,7	57
769—914	836	14; 15; 15	5,074	44,17	87,08	5,16	5,23—5,72	10,69—11,18	2	158,7	55
914—1080	991	14; 14; 15	4,846	43,17	89,09	5,72	5,47—6,01	11,19—11,73	2	158,7	54
1080—1264	1168	14; 14; 14	4,618	42,15	91,27	6,00	5,73—6,30	11,73—12,30	2	152,4	58
1264—1469	1359	13; 14; 14	4,406	41,17	93,43	6,29	6,01—6,61	12,30—12,90	2	152,4	57
1469—1708	1580	13; 13; 14	4,194	40,16	95,76	6,60	6,29—6,97	12,89—13,57	2	152,4	55
1708—1975	1836	13; 13; 13	3,982	39,14	98,30	6,96	6,61—7,33	13,57—14,29	2	152,4	54
1975—2275	2113	12; 13; 13	3,786	38,16	100,78	7,32	6,97—7,73	14,29—15,05	2	152,4	53
2275—2628	2437	12; 12; 13	3,589	37,16	103,52	7,72	7,33—8,18	15,05—15,90	2	146,0	56
2628—3026	2819	12; 12; 12	3,393	36,12	106,47	8,16	7,73—8,63	15,89—16,79	2	146,0	55
3026—3478	3233	11; 12; 12	3,212	35,15	109,42	8,62	8,18—9,15	16,80—17,77	2	139,7	59
3478—3500	3724	11; 11; 12	3,032	34,15	112,64	9,14	8,84—8,68	17,78—17,82	2	139,7	58

В. Если допустить, что динамическое давление струи p_d (или даже скорость струй на выходе из насадок) известно, то

$$p_p = \frac{p_d}{\varphi^2} + \alpha \rho Q^2. \quad (8.100)$$

Дифференцируя по Q , получим

$$\frac{dp_p}{dQ} = 2\alpha \rho Q \quad (8.101)$$

для любого расхода в пределах области определения $[Q_{\min}, Q_{\max}]$. Давление допускает минимум на нижней границе интервала, а именно при $Q = Q_{\min}$.

Из отношения

$$p_d = \frac{v_0^2}{2} \rho = \frac{Q_{\min}^2}{2A_0^2} \rho \quad (8.102)$$

следует, что

$$A_0 = Q_{\min} \sqrt{\frac{\rho}{2p_d}} = \frac{Q_{\min}}{v_0}. \quad (8.103)$$

Следовательно, расход, площадь насадок и скорость струй остаются постоянными во всем интервале, где p_d (или v_0) = const.

Пример 8.3. Рассматривается та же скважина, что и в двух первых примерах. Допустим, что параметром, обеспечившим промывку забоя при испытуемом долоте, была скорость струй $v_0 = 36 \cdot 10^{-3} / 3,393 \cdot 10^{-4} = 106,10$ м/с, значение которой хотим обеспечить и для проектируемой скважины.

Решение

Во всем интервале бурения расход равен 27 л/с.

Площадь сечения насадок

$$A_0 = \frac{27 \cdot 10^{-3}}{106,10} = 2,544 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 2,544 \text{ см}^2,$$

откуда $d_0 = 1,039$ см. Выбирается комбинация насадок диаметрами 10; 10 и 11 мм с $A_0 = 2,521$ см². Скорость струй $v_0 = 107,10$ м/с.

Потери давления в насадках долота

$$p_s = \frac{107,10^2}{2 \cdot 0,95^2} 1300 = 8,26 \text{ МПа}.$$

В остальной части циркуляционной системы потери давления изменяются от 1,61 до 5,43 МПа, а давление, создаваемое насосами, — от 9,87 до 13,69 МПа. Необходимо использовать два насоса с цилиндрическими втулками диаметром каждая 133 мм при частоте 51 ход/мин (или диаметром 140 мм при $f = 45$ ход/мин).

8.12. МОЩНОСТЬ, РАЗВИВАЕМАЯ НАСОСАМИ

Этим критерием преследуется цель — минимизировать мощности, необходимые для закачки бурового раствора и, следовательно, потребления энергии или топлива для заданных условий промывки.

Как и в предыдущем случае, требования к промывке могут быть удовлетворены через один из следующих параметров: мощность, реализуемую в насадках долота; силу удара струи о забой и скорость струй.

1. Пусть известна гидравлическая мощность на долоте.

Гидравлическая мощность насосов

$$P_p = P_s + P_c = P_s + \alpha \rho Q_0^3. \quad (8.104)$$

При $P_s = \text{const}$ производная

$$(dP_p/dQ) = 3\alpha \rho Q_0^2 \quad (8.105)$$

является положительной для любого расхода. Мощность на насосах будет минимальной при $Q_0 = Q_{\min}$.

Из равенства

$$P_s = p_s Q_{\min} = \frac{1}{\varphi^2} \frac{v_0^2}{2} \rho Q_{\min} = \frac{1}{\varphi^2} \frac{Q_{\min}^3}{2A_0^2} \rho \quad (8.106)$$

определяется площадь поперечного сечения насадок

$$A_0 = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\frac{\rho Q_{\min}^3}{2P_s}}. \quad (8.107)$$

Скорость истечения струй

$$v_0 = \frac{Q_{\min}}{A_0} = \rho \sqrt{\frac{2P_s}{\rho Q_{\min}}}. \quad (8.108)$$

Во всем интервале при $P_s = \text{const}$ расход поддерживается минимальным, но еще обеспечивающим вынос шлама. Площадь поперечного сечения насадок и скорость истечения струй от глубины не зависят, а определяются лишь значениями Q_{\min} и P_s . Потери давления в насадках долота сохраняются неизменными во всем интервале, а в остальных элементах циркуляционной системы увеличиваются линейно с глубиной.

Пример 8.4. Условия те же, что и в примере 8.1. Требуемая гидравлическая мощность на долоте $P_s = 350$ кВт, а минимальный расход $Q_{\min} = 27$ л/с.

Решение

Площадь сечения насадок

$$A_0 = \frac{1}{0,95} \sqrt{\frac{1300 \cdot 27^3 \cdot 10^{-9}}{2 \cdot 350 \cdot 10^3}} = 2,012 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 2,012 \text{ см}^2.$$

Выбираются насадки диаметром 9; 9 и 10 мм; $A_0 = 2,058 \text{ см}^2$.

Скорость истечения струй

$$v_0 = \frac{27 \cdot 10^{-3}}{2,058 \cdot 10^{-4}} = 131,20 \text{ м/с}.$$

С помощью известных соотношений определено, что $p_s = 12,4$ МПа; $p_c = 1,61 \div 5,43$ МПа; $p_p = 14,01 \div 17,83$ МПа.

2. Допустим, что известна F_i — сила удара струй. Гидравлическая мощность насосов

$$P_p = p_s Q_0 + p_c Q_0 = \frac{F_i^2}{2\varphi^2 \rho Q_0} + \alpha \rho Q_0^3. \quad (8.109)$$

Минимальное ее значение соответствует расходу, удовлетворяющему условию

$$(dP_p/dQ_0) = -F_i^2 / (2\varphi^2 \rho Q_0^2) + 3\alpha \rho Q_0^2 = 0 \quad (8.110)$$

а именно при

$$Q_0 = \sqrt[4]{\frac{F_i^2}{6\alpha\varphi^2\rho^2}}. \quad (8.111)$$

При заданных глубине и силе удара струи существует определенный расход, при котором потребляемая насосами энергия будет минимальной (см. рис. 8.43).

Из равенства (8.110) с учетом соотношения (4.251) получим

$$p_c = \frac{1}{4} p_p, \quad p_s = \frac{3}{4} p_p; \quad (8.112)$$

$$P_c = \frac{1}{4} P_p, \quad P_s = \frac{3}{4} P_p. \quad (8.113)$$

Эти соотношения выражают оптимальные распределения давления и мощности, реализуемые при соответствующем подборе насадок, суммарную площадь поперечного сечения которых можно определить из уравнения

$$F_i = \rho v_0 Q_0 = \frac{\rho}{A_0} \sqrt{\frac{F_i^2}{6\alpha\varphi^2\rho^2}} = \frac{F_i}{\varphi A_0 \sqrt{6\alpha}}, \quad (8.114)$$

откуда

$$A_0 = \frac{1}{\varphi \sqrt{6\alpha}}. \quad (8.115)$$

Скорость истечения струй

$$v_0 = \frac{Q_0}{A_0} = \sqrt[4]{\frac{6\alpha\varphi^2 F_i^2}{\rho^2}}. \quad (8.116)$$

И в этом случае расход можно принимать на уровне предельных значений (Q_{\min} или Q_{\max}). Приравнявая Q_0 из выражения (8.111), например, к Q_{\min} , получим глубину, начиная с которой целесообразно иметь минимальный расход промывочной жидкости;

$$H_2 = l_g + \frac{F_i^2}{6\alpha_1\varphi^2\rho^2 Q_{\min}^4} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1}. \quad (8.117)$$

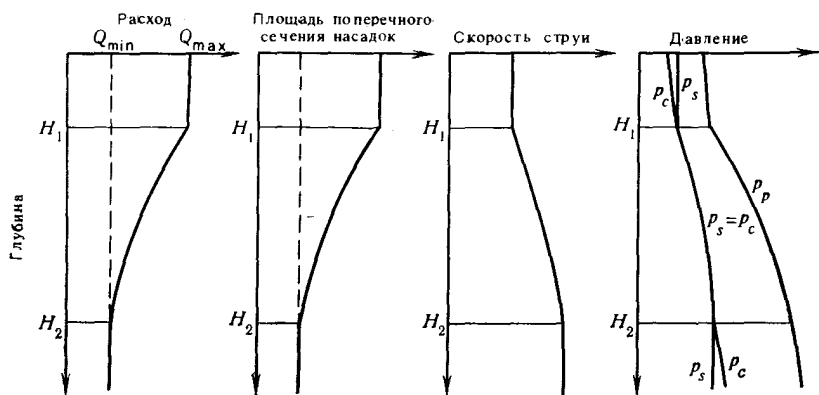


Рис. 8.44. Изменение гидравлических параметров с глубиной (при $F_s = \text{const}$) в соответствии с критерием давления на насосах.

Долота следует оснастить насадками с суммарной площадью поперечного сечения

$$A_0 = \rho \frac{Q_{\min}^2}{F_i}, \quad (8.118)$$

а скорость истечения струй

$$v_0 = \frac{F_i}{\rho Q_{\min}}. \quad (8.119)$$

Изменение различных параметров гидравлической программы с глубиной аналогично представленному на рис. 8.44.

Пример 8.5. Условия те же, что и в предыдущем примере. Требуемая сила удара на забое $F_i = 5$ кН, максимальный расход $Q_{\max} = 89$ л/с, а минимальный $Q_{\min} = 27$ л/с. Коэффициенты $\alpha_1 = 13,42 \cdot 10^2 \text{ м}^{-5}$, а $\alpha_2 = 12,31 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4}$.

Решение

Вычисляются глубины

$$H_1 = 150 + \frac{5000^2}{6 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 0,95^2 \cdot 1300^2 \cdot 89^4 \cdot 10^{-12}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} < 0,$$

$$H_2 = 150 + \frac{5000^2}{6 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 0,95^2 \cdot 1300^2 \cdot 27^4 \cdot 10^{-12}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 3063 \text{ м}.$$

До глубины 3063 м расход вычисляется с помощью соотношения (8.111), а затем он остается неизменным (27 л/с).

В начале интервала бурения $H = 500$ м, $L = 350$ м, $\alpha = 17,0 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4}$.

Площадь сечения насадок

$$A_0 = \frac{1}{0,95 \sqrt{6 \cdot 17,0 \cdot 10^5}} = 3,2959 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 3,2959 \text{ см}^2.$$

Выбирается следующая комбинация насадок: 11; 12 и 12 мм ($A_0 = 3,212 \text{ см}^2$).

На глубине 3063 м $L = 2913$ м, $\alpha = 51,4025 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4}$, $A_0 = 1,895 \text{ см}^2$.

Наиболее подходящими являются три насадки диаметром каждая 9 мм ($A_0 = 1,909 \text{ см}^2$), которые вместе с расходом Q_{\min} будут сохранены до конечной глубины.

Возможные комбинации приводятся в табл. 8.6. Глубина, на которой они

Таблица 8.6

Глубина, м	Глубина, где мощность на насосах мини- мальна, м	Диаметр насадок, мм	Площадь сечения насадок, см ²	Расход, л/с	Скорость струй, м/с	Потери давления, МПа		Давление, создаваемое насосами, МПа	Число насосов	Диаметр втулок, мм	Число ходов в 1 мин
						в насад- ках долота	в остальной системе				
500—648	566	11; 12; 12	3,212	35,15	109,42	8,62	2,73—3,05	11,35—11,67	2	139,7	59
648—828	730	11; 11; 12	3,032	34,15	112,64	9,14	2,88—3,24	12,02—12,38	2	139,7	58
828—1033	926	11; 11; 11	2,851	33,11	116,15	9,72	3,05—3,44	12,77—13,16	2	139,7	56
1033—1269	1140	10; 11; 11	2,686	32,14	119,66	10,31	3,24—3,67	13,55—13,97	2	139,7	54
1269—1545	1398	10; 10; 11	2,521	31,14	123,51	10,99	3,44—3,91	14,43—14,90	2	139,7	52
1545—1884	1711	10; 10; 10	2,356	30,10	127,76	11,76	3,65—4,19	15,41—15,95	2	133,3	57
1884—2270	2058	9; 10; 10	2,207	29,13	132,01	12,55	3,92—4,50	16,47—17,05	2	133,3	55
2270—2747	2483	9; 9; 10	2,058	28,13	136,71	13,46	4,19—4,85	17,65—18,31	2	133,3	53
2747—3063	3011	9; 9; 9	1,909	27,09	141,96	14,51	4,50—4,90	19,01—19,41	2	133,3	51
3063—3500	—	9; 9; 9	1,909	27,00	141,47	14,41	4,87—5,13	19,28—19,84	2	133,3	51

«оптимальны» в интервале 500 — 3063 м, вытекает из решения уравнения (8.115) относительно L . Смена насадок осуществляется на середине расстояния между двумя «оптимальными» точками. Остальные параметры вычисляются с помощью известных соотношений.

Из анализа результатов можно видеть, что на последнем разбуриваемом интервале скорость на выходе из насадок относительно высока, а давление нагнетания приближается к максимальному, создаваемому насосами. Если необходимо ограничить скорость истечения струй (например, не более 130 м/с) и сохранить ту же силу удара, то из выражения для последней можно определить площадь поперечного сечения насадок

$$A_0 = \frac{F_i}{\rho v_0^2}; \quad A_0 = \frac{5000}{1300 \cdot 130^2} = 2,2758 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 2,2758 \text{ см}^2.$$

В интервале 1545 — 3500 м будут использоваться три насадки диаметром каждая 10 мм ($A_0 = 2,356 \text{ см}^2$). Тогда $v_0 = 127,77 \text{ м/с}$; $Q_0 = 30,1 \text{ л/с}$; $p_s = 11,76 \text{ МПа}$; $p_c = 3,65 \div 6,74 \text{ МПа}$; $p_p = 15,41 \div 18,5 \text{ МПа}$.

3. Если задается максимальное динамическое давление струи (или скорость струй на выходе из насадок), то мощность, развиваемая насосами:

$$P_p = \frac{p_d}{\varphi^2} Q_0 + \alpha \rho Q_0^3. \quad (8.120)$$

Производная функции $p_p(Q_0)$ является положительной величиной во всей области определения. Следовательно, функция монотонно возрастает и ее минимум соответствует $Q = Q_{\min}$.

Площадь сечения насадок

$$A_0 = Q_{\min} \sqrt{\frac{\rho}{2p_d}} = \frac{Q_{\min}}{v_0}. \quad (8.121)$$

Расход, площадь поперечного сечения насадок и скорость струй сохраняются постоянными во всем интервале, в котором p_d (или v_0) = const. В этом случае гидравлическая программа совпадает с программой, составленной с использованием критерия давления, создаваемого насосами (см. пример 8.3).

8.13. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ МОЩНОСТЬ НА ДОЛОТЕ

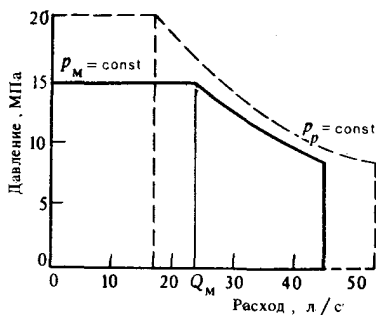
Этим критерием преследуется цель — максимизировать гидравлическую мощность струй на выходе из насадок долота P_s . Иными словами, преследуется цель максимизации выражения $\rho Q_0 v_0^2$.

Можно записать

$$P_s = P_p - P_c = P_p - \alpha \rho Q_0^3. \quad (8.122)$$

Обозначим через Q_M наибольший расход, реализуемый при максимально допустимом давлении нагнетания p_M , которое обусловлено либо максимальным паспортным давлением, создаваемым насосом, либо давлением гидравлических испытаний устьевого оборудования.

Рис. 8.45. Диаграмма соотношения «давление—расход» для насоса типа 2PN-700



Например, для насоса 2PN-700 максимальное давление, создаваемое насосом, $p_M = 20,5$ МПа, а наибольший расход при этом давлении $Q_M = 17,3$ л/с (см. табл. 8.2). Если ограничим p_M значением 15,0 МПа, то $Q_M = 23,6$ л/с, для реализации которого требуются цилиндрические втулки диаметром 152 мм. На рис. 8.45 пунктирная линия определяет рабочую характеристику насоса 2PN-700 при объемном к. п. д. $\eta_v = 1$ и максимальном давлении $p_M = 20,5$ МПа. Сплошной линией ооконтурен рабочий диапазон при максимально допустимом давлении $p_M = 15,0$ МПа и к. п. д. $\eta_v = 0,85$.

Если работают два насоса, значение расхода удваивается.

Следует напомнить, что областью определения функций, зависящих от расхода, является $[Q_{\min}, Q_{\max}]$. Ограничением справа может оказаться максимальный расход на выходе насоса. При сравнении этих значений расхода с паспортной характеристикой насоса можно выделить три случая (рис. 8.46).

I. $Q_M \notin (Q_{\min}, Q_{\max})$ и $Q_M \leq Q_{\min}$: во всей области определения $p_p = \text{const}$.

II. $Q_M \notin (Q_{\min}, Q_{\max})$ и $Q \geq Q_{\max}$: во всей области определения $p_p = \text{const}$.

III. $Q_M \in (Q_{\min}, Q_{\max})$: область определения делится на две части. На подынтервале $[Q_{\min}, Q_M]$, $p_p = p_M = \text{const}$, а на подынтервале $[Q_M, Q_{\max}]$, $p_p = p_P = \text{const}$.

Случай I. Производная функции

$$(dP_s)/(dQ_0) = -3\alpha p Q_0^2 \quad (8.123)$$

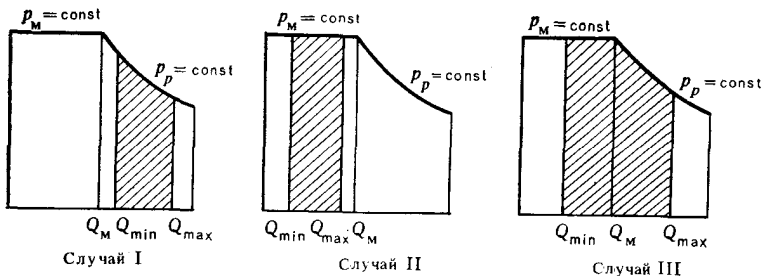


Рис. 8.46. Диапазон изменения расхода

является отрицательной при любом расходе в пределах $Q_{\min}—Q_{\max}$. Гидравлическая мощность на долоте имеет максимум на конце интервала (слева), а именно при $Q_0=Q_{\min}$.

Заменив Q_0 на Q_{\min} в уравнении (8.122), получим

$$\frac{1}{\varphi^2} \frac{\rho Q_{\min}^3}{2A_0^2} = P_p - \alpha \rho Q_{\min}^3. \quad (8.124)$$

Отсюда

$$A_0 = \frac{1}{\varphi \sqrt{2 [P_p / (\rho Q_{\min}^3) - \alpha]}}. \quad (8.125)$$

Скорость истечения струи

$$v_0 = \varphi \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{P_p}{Q_{\min}} - \alpha \rho Q_{\min}^2 \right)}. \quad (8.126)$$

Отсюда следует, что с углублением скважины расход остается постоянным и равным Q_{\min} , площадь поперечного сечения насадок увеличивается, а скорость истечения струй уменьшается. Поскольку мощность насосов остается неизменной, а мощность, потребляемая на преодоление трения в циркуляционной системе, вырастает, мощность, затрачиваемая в насадках долота, по мере углубления уменьшается.

Скорость струй может быть ограниченной величиной. Из уравнения (8.122) получим

$$Q_0^3 + \frac{v_0^2}{2\alpha\varphi^2} Q_0 - \frac{P_p}{\alpha\rho} = 0. \quad (8.127)$$

Из решения этого уравнения третьей степени можно найти значение расхода, при котором на долото передается максимальная мощность.

Случай II. Вновь запишем соотношение (8.122), принимая максимальное давление, создаваемое насосами, постоянным:

$$P_s = p_M Q_0 - \alpha \rho Q_0^3. \quad (8.128)$$

Гидравлическая мощность на долоте будет максимальной при

$$\frac{dP_s}{dQ} = p_M - 3\alpha\rho Q_0^2 = 0, \quad (8.129)$$

откуда

$$Q_0 = \sqrt{p_M / (3\alpha\rho)}. \quad (8.130)$$

Из того же соотношения (8.129) следует

$$p_c = \frac{1}{3} p_M, \quad p_s = \frac{2}{3} p_M; \quad (8.131)$$

$$P_c = \frac{1}{3} p_M Q_0 = \frac{1}{3} P_p; \quad P_s = \frac{2}{3} p_M Q_0 = \frac{2}{3} P_p. \quad (8.132)$$

Из равенства

$$\frac{2}{3} p_M = p_s = \frac{1}{2\varphi^2} \frac{Q_0^2}{A_0^2} \rho = \frac{1}{2\varphi^2} \frac{p_M}{3\alpha A_0^2} \quad (8.133)$$

получим зависимость для суммарной площади поперечного сечения насадок

$$A_0 = \frac{1}{2\varphi \sqrt{\alpha}}. \quad (8.134)$$

Скорость истечения струй

$$v_0 = \frac{Q_0}{A_0} = 2\varphi \sqrt{\frac{p_M}{3\rho}}. \quad (8.135)$$

Уравнение (8.134) совпадает с выражением (8.79); площадь поперечного сечения насадок не зависит ни от мощности на долоте, ни от мощности, развиваемой насосами, а является функцией только глубины.

Если расход, вычисленный по уравнению (8.130), выходит за пределы интервала $[Q_{\min}, Q_{\max}]$, то принимаются соответствующие предельные значения. Так, при $Q = Q_{\max}$ из равенства

$$p_M = \alpha \rho Q_{\max}^2 + \frac{\rho}{2\varphi^2} \frac{Q_{\max}^2}{A_0^2} \quad (8.136)$$

следует, что

$$A_0 = \frac{1}{\varphi \sqrt{2 \left(\frac{p_M}{\rho Q_{\max}^2} - \alpha \right)}}. \quad (8.137)$$

Скорость истечения струй

$$v_0 = \varphi \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_M - \alpha \rho Q_{\max}^2)}. \quad (8.138)$$

Глубина, до которой работа будет вестись при Q_{\max} ($Q_0 = Q_{\max}$);

$$H_1 = l_g + \frac{p_M}{3\alpha_1 \rho Q_{\max}^2} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1}. \quad (8.139)$$

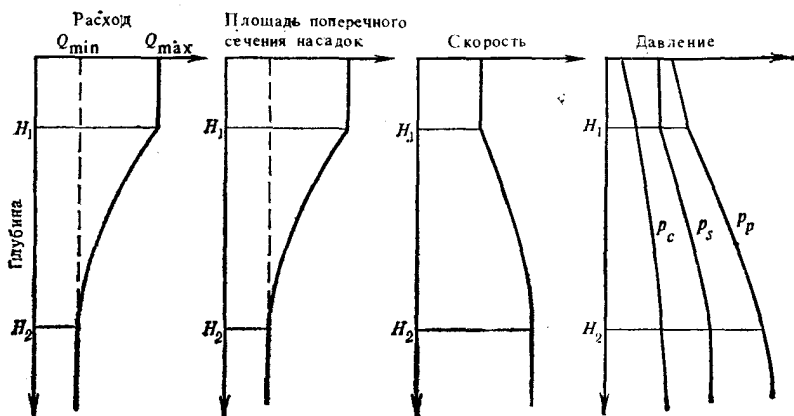


Рис. 8.47. Изменение гидравлических параметров с глубиной в соответствии с критерием гидравлической мощности на долоте

При $Q = Q_{\min}$ получаются аналогичные уравнения, только вместо Q_{\max} стоит Q_{\min} .

На рис. 8.47 показано изменение установленных выше параметров. Между значениями H_1 и H_2 расход и площадь поперечного сечения насадок уменьшаются с глубиной, скорость струй остается постоянной (она зависит только от p_M), а между p_c и p_s сохраняется равенство $p_s = 2p_c$.

Случай III. Интервал $[Q_{\min}, Q_{\max}]$ можно разделить на два подынтервала, в которых $p_p = \text{const}$ и $p_p = p_M = \text{const}$. В подынтервале $[Q_M, Q_{\max}]$ максимальная мощность на долоте будет реализована при Q_M . Таким образом, фактическим диапазоном изменения расхода становится $[Q_{\min}, Q_M]$, и в данном случае уравнения будут идентичны предыдущим при одной лишь замене: Q_M вместо Q_{\max} .

На рис. 8.48 для различных глубин выделяются расходы, при которых достигается максимальная гидравлическая мощность на долоте.

На рис. 8.49 показано изменение потерь давления в циркуляционной системе скважины (в логарифмических координатах). Уравнение $p_c = \alpha r Q^2$ представляется семейством прямых, при этом переменным параметром является α , т. е. глубина скважины.

Диаграммы, подобные изображенной на рис. 8.49 и построенные для различных насосов и схем циркуляционной системы, могут использоваться при графическом составлении гидравлических программ бурения [77].

Пример 8.6. Исходные данные: $H = 500 \div 3000$ м, $Q_{\min} = 27$ л/с, $Q_{\max} = 89$ л/с, $\rho = 1300$ кг/м³, $\alpha_1 = 13,42 \cdot 10^2$ м⁻⁵, $\alpha_2 = 12,31 \cdot 10^5$ м⁻⁴. Допустим, что работать будут два насоса 2PN-700 гидравлической мощностью каждый 372 кВт, а максимальное рабочее давление $p_M = 15,0$ МПа.

Решение

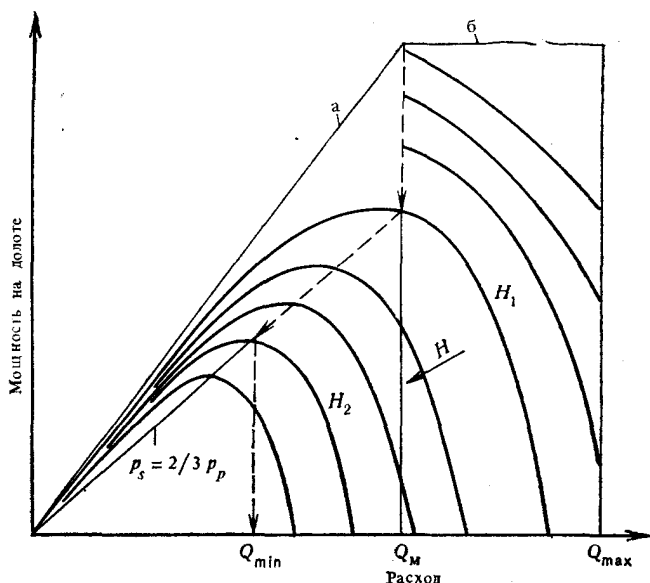


Рис. 8.48. Изменение мощности на глубине в соответствии с критерием гидравлической мощности на долоте:

a — мощность насоса при давлении $p_M = \text{const}$; b — мощность насоса

Из равенства $p_M = P_p / Q_M$ следует, что

$$Q_M = \frac{P_p}{p_M} = \frac{2 \cdot 372 \cdot 10^3}{15 \cdot 10^6} = 0,0496 \text{ м}^3/\text{с} = 49,6 \text{ л/с}.$$

Пусть $Q_M = 2 \cdot 23,6 = 47,2$ л/с — максимальный расход, реализуемый с использованием цилиндрических втулок диаметром 152 мм (см. табл. 8.2).

Поскольку $47,2 \in (27,89)$, ситуация соответствует случаю III. При максимально допустимом давлении, создаваемом насосами, фактический расход будет равен 47,2 л/с.

С помощью уравнения (8.139) вычислим глубины, на которых достигаются предельные значения параметров:

$$\begin{aligned} H_1 &= 150 + \frac{15 \cdot 10^6}{3 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300 \cdot 47,2^2 \cdot 10^{-6}} - \\ &\quad - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 519 \text{ м;} \\ H_2 &= 150 + \frac{15 \cdot 10^6}{3 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300 \cdot 27,2^2 \cdot 10^{-6}} - \\ &\quad - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 3164 \text{ м.} \end{aligned}$$

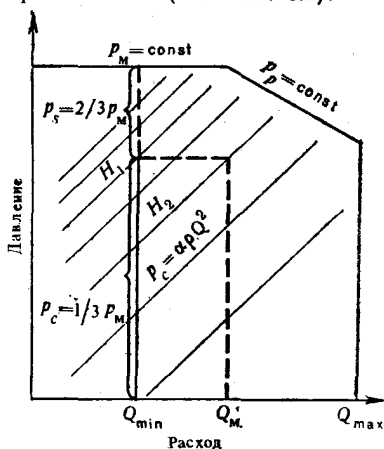


Рис. 8.49. Изменение давления в циркуляционной системе в соответствии с критерием гидравлической мощности на долоте

В интервале 519—3150 м расход вычисляется с помощью уравнения (8.130), а в интервале 3500—3164 м поддерживается минимальный расход 27 л/с. В интервале 500—519 м расход должен быть $Q_m = 47,2$ л/с, но, поскольку интервал мал, расход в нем может поддерживаться таким же, как и в интервале 519—3150 м.

Определим диаметр насадок на указанных трех глубинах.

На глубине 500 м $L = 350$ м, $\alpha = 17,0 \cdot 10^5$ м⁻⁴;

$$A_0 = \frac{1}{2 \cdot 0,95 \sqrt{17,0 \cdot 10^5}} = 4,0367 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 4,0367 \text{ см}^2,$$

откуда $d_0 = 13,09$ мм.

Ближайший стандартный размер диаметра насадок: 13; 13 и 13 мм при $A_0 = 3,982$ см².

На глубине 3164 м $L = 3014$ м, $\alpha = 52,758 \cdot 10^5$ м⁻⁴;

$$A_0 = \frac{1}{2 \cdot 0,95 \sqrt{52,758 \cdot 10^5}} = 2,291 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 2,291 \text{ см}^2,$$

откуда $d_0 = 9,86$ мм.

Принимаются три насадки диаметром: 9; 10 и 10 мм при $A_0 = 2,207$ см².

На глубине 3500 м $L = 3350$ м, $\alpha = 57,267 \cdot 10^5$ м⁻⁴;

$$A_0 = \frac{1}{0,95 \sqrt{2 \left(\frac{15 \cdot 10^5}{1300 \cdot 27^2 \cdot 10^{-6}} - 57,267 \cdot 10^5 \right)}} =$$

$$= 2,342 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 2,342 \text{ см}^2,$$

откуда $d_0 = 9,97$ мм.

Принимаются три насадки диаметром: 10; 10 и 10 мм при $A_0 = 2,356$ см².

Возможные комбинации насадок, а также значения всех параметров гидравлической программы представлены в табл. 8.7.

Если нас интересует интервал 500—3164 м для трех 11-мм насадок, то глубина, на которой они являются оптимальными, определяется путем решения уравнения (8.134) относительно L :

$$H_0 = 150 + \frac{1}{4 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 0,95^2 \cdot 2,851^2 \cdot 10^{-8}} -$$

$$- \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 1772 \text{ м};$$

$$\alpha = (1772 - 150) \cdot 13,42 \cdot 10^2 + 12,31 \cdot 10^5 = 34,077 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4};$$

$$Q_0 = \sqrt{\frac{15 \cdot 10^6}{3 \cdot 34,077 \cdot 10^5 \cdot 1300}} = 0,03360 \text{ м}^3/\text{с} = 33,60 \text{ л/с};$$

$$v_0 = \frac{0,03360}{2,851 \cdot 10^{-4}} = 117,84 \text{ м/с}.$$

Для интервала 3500—3164 м решается уравнение (8.137) с заменой Q_{\max} на Q_{\min} . Например, для насадок диаметром 10 мм

$$H_0 = 150 + \frac{15 \cdot 10^6}{13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300 \cdot 27^2 \cdot 10^{-6}} - \frac{1}{2 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 0,95^2 \cdot 2,356^2 \cdot 10^{-3}} -$$

$$- \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 3590 \text{ м}.$$

Далее вычисляем α , v_0 , p_s , p_c и т. д.

Таблица 8.7

Глубина, м	Глубина, на которой мощность на долоте макси- мальна, м	Диаметр насадок, мм	Площадь сечения насадок, см ²	Расход, л/с	Скорость струй, м/с	Потери давления, МПа		Давление, создаваемое насосами, МПа	Число насосов	Диаметр штулок, мм	Число ходов в 1 мин
						в насад- ках долота	в остальной системе				
500—534	534	13; 13; 13	3,982	46,93	117,86	10,00	4,87—5,00	14,87—15,00	2	152,4	64
534—673	673	12; 13; 13	3,786	44,61	117,83	10,00	4,52—5,00	14,52—15,00	2	152,4	61
673—835	835	12; 12; 13	3,589	42,29	117,83	10,00	4,49—5,00	14,49—15,00	2	152,4	58
835—1026	1026	12; 12; 12	3,393	39,98	117,83	10,00	4,47—5,00	14,47—15,00	2	152,4	55
1026—1233	1233	11; 12; 12	3,212	37,85	117,84	10,00	4,48—5,00	14,48—15,00	2	146,0	57
1233—1479	1479	11; 11; 12	3,032	35,73	117,84	10,00	4,46—5,00	14,46—15,00	2	146,0	54
1479—1772	1772	11; 11; 11	2,851	33,60	117,84	10,00	4,42—5,00	14,42—15,00	2	139,7	57
1772—2094	2094	10; 11; 11	2,686	31,65	117,83	10,00	4,44—5,00	14,44—15,00	2	139,7	53
2094—2480	2480	10; 10; 11	2,521	29,71	117,83	10,00	4,44—5,00	14,41—15,00	2	133,3	56
2480—2951	2951	10; 10; 10	2,356	27,76	117,83	10,00	4,40—5,00	14,40—15,00	2	133,3	52
2951—3164	—	10; 10; 10	2,356	27,50	116,72	9,81	4,91—5,19	14,72—15,00	2	133,3	51
3164—3500	3590	10; 10; 10	2,356	27,00	114,59	9,46	5,00—5,43	14,06—14,89	2	133,3	51

Для того чтобы не допустить превышения максимально допустимого давления, определенная комбинация насадок используется до глубины, где она является оптимальной, а затем заменяется комбинацией насадок для интервала 500—3500 м и большего диаметра в интервале 3500—3164 м.

8.14. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ МОЩНОСТЬ НА ЗАБОЕ

Назначение этого критерия — максимизировать гидравлическую мощность струй при взаимодействии с забоем в условиях полного использования мощности буровых насосов.

Принципиальной разницы между этим критерием и предыдущим нет. Принято считать, что мощность струй на выходе из насадок определяется условием максимальной эффективности промывки забоя скважины.

В действительности для обычных шарошечных долот (исключение составляют лишь долота с удлиненными, приближенными к забою насадками) энергетические характеристики струй существенно зависят от расстояния между насадками и забоем. Средняя скорость струй, их динамическое давление и мощность на пути к забою значительно уменьшаются вследствие взаимодействия с окружающей жидкостью. Лишь сила удара струи теоретически сохраняет свое исходное значение на относительно больших расстояниях от насадки.

Предположим, что мощность на забое выражается уравнением (8.32):

$$P_t = \frac{d_0}{d_0 + al} P_0 = \frac{d_0}{d_0 + al} Q_0 p_s. \quad (8.140)$$

Представим выражение для потерь давления в насадках в таком виде:

$$P_s = \frac{1}{\varphi^2} \frac{v_0^2}{2} \rho = b_0 \rho \frac{Q_0^2}{d_0^4}, \quad (8.141)$$

где

$$b_0 = \frac{8}{\pi^2 \varphi^2 n^2}, \quad (8.142)$$

n — число насадок.

С учетом выражений (8.141) и (8.142) уравнение (8.140) примет вид

$$P_t = b_0 \rho \frac{d_0}{d_0 + al} \frac{Q_0^3}{d_0^4}. \quad (8.143)$$

Выделим, как и в предыдущем разделе (см. рис. 8.46), три различных случая.

I. $Q \leq Q_{\min}$: $P_p = \text{const}$ во всем диапазоне изменения $[Q_{\min}, Q_{\max}]$.

Мощность насосов

$$P_p = \alpha \rho Q_0^3 + \frac{b_0 \rho}{d_0^4} Q_0^3, \quad (8.144)$$

откуда

$$Q_0 = \sqrt[3]{\frac{d_0^4 P_p}{\rho (\alpha d_0^4 + b_0)}}. \quad (8.145)$$

При подстановке этого выражения в соотношение (8.143) получим

$$P_t = \frac{b_0}{\alpha d_0^4 + b_0} \frac{d_0}{d_0 + al} P_p. \quad (8.146)$$

Диаметр насадок, которому соответствует максимальная мощность на забое, можно определить, если приравнять к нулю производную от

$$\frac{dP_t}{dd_0} = b_0 P_p \frac{d}{dd_0} \left[\frac{d_0}{(\alpha d_0^4 + b_0)(d_0 + al)} \right] = 0. \quad (8.147)$$

После проведения необходимых преобразований получим

$$4\alpha d_0^5 + 3\alpha al d_0^4 - ab_0 l = 0. \quad (8.148)$$

Это уравнение решено графически на рис. 8.50 при различных расстояниях l от насадок до забоя, $n=3$ и $a=0,22$.

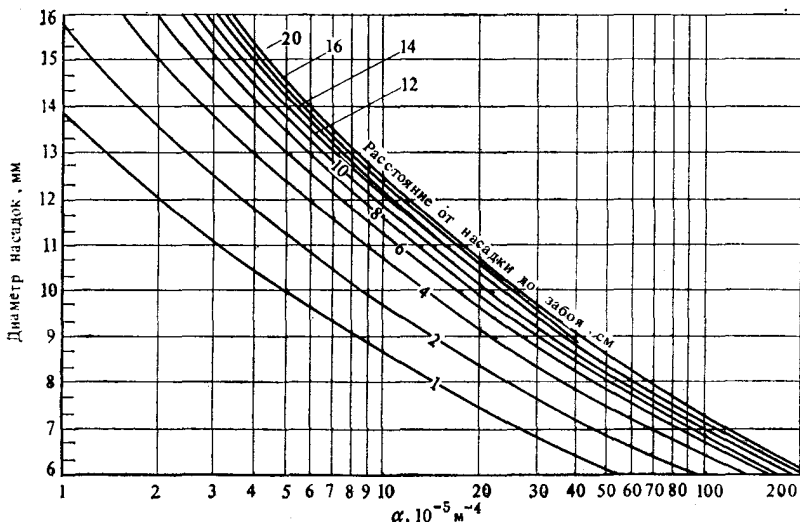


Рис. 8.50. Изменение диаметра насадок с глубиной скважины (при $p_p = \text{const}$) для случая I в соответствии с критерием гидравлической мощности на забое

Подставив полученное значение d_0 в уравнение (8.145), определим оптимальный расход. Если этот расход окажется вне области его изменения, то принимается соответствующее его предельное значение и тогда с помощью (8.145) вновь вычислим диаметр насадок.

Посредством решения системы уравнений (8.145) и (8.148) относительно α и d_0 при $Q_0 = Q_{\max}$ (или Q_{\min}) можно определить глубину H_1 (и соответственно H_2) и комбинацию размеров насадок, соответствующую предельному значению параметра.

II. $Q_M \geq Q_{\max}$. В этом случае давление, создаваемое насосами, $p_p = p_M = \text{const}$. Действительно,

$$p_M = \alpha \rho Q_0^2 + \frac{b_0 \rho}{d_2^4} Q_0^2. \quad (8.149)$$

Отсюда

$$Q_0 = \sqrt{\frac{d_0^4 p_M}{\rho (\alpha d_0^4 + b_0)}}. \quad (8.150)$$

Подставляя это выражение Q_0 в соотношение (8.143), получим

$$P_t = \frac{b_0}{\rho^{1/2}} \frac{d_0^3}{d_0 + al} \left(\frac{p_M}{\alpha d_0^4 + b_0} \right)^{\frac{3}{2}}. \quad (8.151)$$

Максимум мощности на забое вытекает из условия

$$\frac{dP_t}{dd_0} = \frac{b_0 \rho^{\frac{3}{2}}}{\frac{1}{2}} \frac{d}{dd_0} \left[\frac{d_0^3}{d_0 + al} \left(\frac{1}{\alpha d_0^4 + b_0} \right)^{\frac{3}{2}} \right] = 0. \quad (8.152)$$

После завершения расчетов получим уравнение

$$4\alpha d_0^5 + 3\alpha al d_0^4 - 2bd_0 - 3alb_0 = 0. \quad (8.153)$$

При $a=0,22$, $n=3$ и l — переменном параметре это уравнение решается численным методом. Решение представлено графически на рис. 8.51.

Подставляя значение d_0 в уравнение (8.150), получим выражение для оптимального расхода.

И вновь, если Q_0 находится вне области $[Q_{\min}, Q_{\max}]$, принимается предельное значение расхода и снова вычисляется d_0 . Можно также определить глубины, где достигаются эти предельные значения.

В случае, когда $l=0$, из выражения (8.148) следует, что

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{b_0}{2\alpha}} = \sqrt[4]{\frac{4}{\pi^2 \varphi^2 n^2 \alpha}} = \frac{0,4727}{\sqrt[4]{\alpha}} \quad (8.154)$$

при $\varphi=0,95$ и $n=3$.

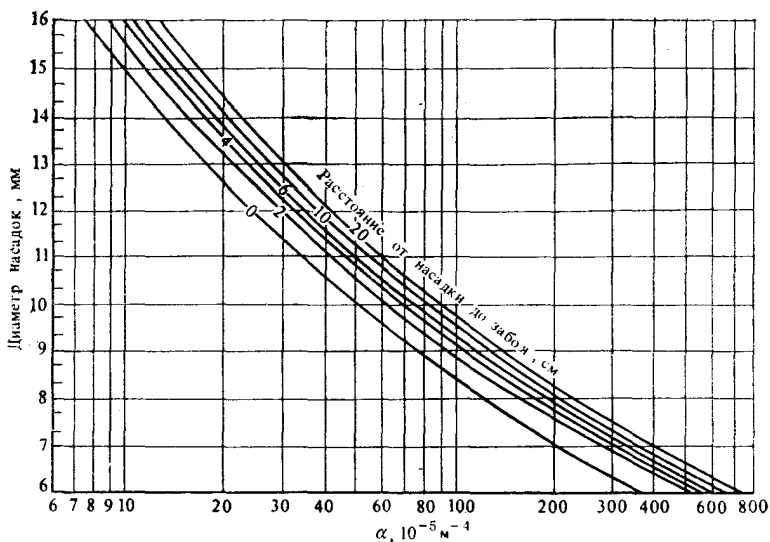


Рис. 8.51. Изменение диаметра насадок с глубиной скважины (при $p_p = \text{const}$) для случая II в соответствии с критерием гидравлической мощности на забое

Можно видеть, что выражения (8.154) и (8.134) совпадают.

III. $Q_{\min} < Q_M < Q_{\max}$. Область определения делится на два подынтервала: на первом $[Q_{\max}, Q_M]$ $p_p = p_M = \text{const}$, а на втором $[Q_M, Q_{\max}]$ $P_p = \text{const}$. Доказательства приведены выше, а расход принимает значения во всей области изменения $[Q_{\min}, Q_{\max}]$; этот случай представляет совокупность предыдущих.

Существует один интервал, в котором расход сохраняется постоянным и равным Q_M , а площадь поперечного сечения насадок увеличивается с глубиной. Границы этого интервала определяются посредством решения системы уравнений (8.145) при $Q_0 = Q_M$ и (8.148), а также (8.150) и (8.153).

Из сравнения полученных уравнений следует, что для максимизации мощности на забое необходимы большие расходы и диаметры насадок, чем в случае оптимизации мощности на выходе из насадок.

Пример 8.7. Рассмотрим гидравлическую программу бурения той же скважины, что и в примерах 8.1—8.6: $H = 500\text{—}3000$ м, $Q_{\min} = 27$ л/с, $Q_{\max} = 89$ л/с, $\rho = 1300$ кг/м³, $\alpha_1 = 13,42 \cdot 10^2$ м⁻⁵ и $\alpha_2 = 12,31 \cdot 10^5$ м⁻⁴. Используются те же насосы 2PN-700, при $Q_M = 47,2$ л/с, $P_p = 2,372$ кВт и максимальном рабочем давлении $p_M = 15,0$ МПа. Расстояние от насадок до забоя $l = 17$ см.

Решение

Поскольку $Q = 47,2 \in (28,89)$, имеем случай III. Глубины, соответствующие расходам Q_{\max} , Q_M и Q_{\min} , трудно вычислить, поэтому используем метод последовательных приближений.

В начале интервала $H = 500$ м, $L = 350$ м, $\alpha = 17,0 \cdot 10^5$ м⁻⁴. Из уравнения (8.142) найдем, что $b_0 = 0,1$.

Предположим, что $P_p = \text{const}$. По графикам (см. рис. 8.50) определим $d_0 \approx 11$ мм и это значение подставим в уравнение (8.145).

$$Q_0 = \sqrt{\frac{11^4 \cdot 10^{-12} \cdot 2 \cdot 372 \cdot 10^3}{1300 (17,0 \cdot 10^5 \cdot 11^4 \cdot 10^{-12} + 0,1)}} = 0,04063 \text{ м}^3/\text{с} = 40,63 \text{ л/с}.$$

Однако $40,63 < 47,2$, следовательно, предположение ошибочно.

Пусть $p_M = \text{const}$. Из рис. 8.51 определим $d_0 = 14,7$ мм. Примем комбинацию насадок 14; 15 и 15 мм со среднеквадратичным значением диаметра $d_0 \approx 14,674$ мм. Тогда оптимальный расход

$$Q_0 = \sqrt{\frac{14,674^4 \cdot 10^{-12} \cdot 15 \cdot 10^6}{1300 (17,0 \cdot 10^5 \cdot 14,674^4 \cdot 10^{-12} + 0,1)}} = 0,05470 \text{ м}^3/\text{с} = 54,70 \text{ л/с},$$

который превышает значение Q_M .

Следовательно, мы имеем дело с промежуточным интервалом, где $Q = Q_M = 47,2$ л/с и $p_p = p_M = 15$ МПа. Площадь поперечного сечения насадок определяется из равенства $p_s = p_M - p_c$ по формуле

$$A_0 = \frac{1}{\varphi \sqrt{2 \left(\frac{p_M}{\rho Q_M^2} - \alpha \right)}};$$

$$A_0 = \frac{1}{0,95 \sqrt{2 \left(\frac{15 \cdot 10^6}{1300 \cdot 47,2^2 \cdot 10^{-6}} - 17 \cdot 10^5 \right)}} = 3,99 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 3,99 \text{ см}^2,$$

откуда $d_0 = 13,014$ мм. Принимается комбинация насадок диаметром 13; 13 и 14 мм; $A_0 = 4,194 \text{ см}^2$.

Глубина, до которой эти насадки могут быть использованы,

$$H_0 = l_g + \frac{p_M}{\rho \alpha_1 Q_M^2} - \frac{1}{2 \rho_1 \varphi^2 A_0^2} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1};$$

$$H_0 = 150 + \frac{15 \cdot 10^6}{1300 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 47,2^2 \cdot 10^{-6}} - \frac{1}{2 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 0,95^2 \cdot 4,194^2 \cdot 10^{-8}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 745 \text{ м}.$$

На этой глубине $\alpha = 20,295 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4}$, а из графиков (см. рис. 8.51) определим $d_0 \approx 14 \text{ мм} > 13,34 \text{ мм}$ (среднее значение диаметров насадок 13,1 для комбинации 13; 13 и 14 мм).

В дальнейшем используем насадки 13; 14 и 14 мм, для которых находим $H_0 = 966 \text{ м}$ и $\alpha = 23,26 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4}$. Из графиков на рис. 8.51 определим $d_0 \approx 13,7 \text{ мм}$, что практически соответствует среднему диаметру используемых насадок (13,6745 мм). Для дополнительной проверки определим расход с помощью уравнения (8.150).

$$Q_0 = \sqrt{\frac{13,6745^4 \cdot 10^{-12} \cdot 15 \cdot 10^6}{1300 (23,26 \cdot 10^5 \cdot 13,6745^4 \cdot 10^{-12} + 0,1)}} = 0,04720 \text{ м}^3/\text{с} = 47,20 \text{ л/с}.$$

Таблица 8.8

Глубина, м	Глубина, где мощность макси- мальна, м	Диаметр насадок, мм	Площадь сечения насадок, см ²	Расход, л/с	Скорость струй, м/с	Потери давления, МПа		Давление, создаваемое насосами, МПа	Число насосов	Диаметр штулок, мм	Число ходов в 1 мин
						в насад- ках долота	в остальной системе				
500—745	745	13; 13; 14	4,194	47,20	112,54	9,12	4,92—5,88	14,04—15,00	2	152,4	65
745—966	966	13; 14; 14	4,406	47,20	107,21	8,26	5,88—6,74	14,14—15,00	2	152,4	65
966—1015	1015	13; 14; 14	4,406	46,87	106,38	8,15	6,64—6,83	14,79—14,98	2	152,4	65
1015—1206	1206	13; 13; 14	4,194	44,59	106,32	8,16	6,01—6,84	14,17—15,00	2	152,4	61
1206—1429	1429	13; 13; 13	3,982	42,30	106,23	8,14	6,16—6,86	14,30—15,00	2	152,4	58
1429—1670	1670	12; 13; 13	3,786	40,18	106,15	8,13	6,18—6,87	14,31—15,00	2	146,0	61
1670—1953	1953	12; 12; 13	3,589	38,07	106,07	8,12	6,16—6,88	14,28—15,00	2	146,0	57
1953—2287	2287	12; 12; 12	3,393	35,96	105,99	8,11	6,14—6,89	14,25—15,00	2	146,0	54
2287—2653	2653	11; 12; 12	3,212	34,02	105,90	8,09	6,17—6,91	14,26—15,00	2	139,7	57
2653—3086	3086	11; 11; 12	3,032	32,08	105,82	8,08	6,14—6,92	14,22—15,00	2	139,7	54
3086—3500	3605	11; 11; 11	2,851	30,14	105,73	8,07	6,11—6,76	14,18—14,83	2	139,7	51

Решением уравнения (8.153) определим глубину, на которой необходимо произвести смену насадок, а именно 13; 14 и 14 мм на 13; 13 и 14 мм:

$$H_0 = l_g + \frac{b_0}{\alpha_1 d_0^4} \frac{3al + 2d_0}{3al + 4d_0} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1};$$

$$H_0 = 150 + \frac{0,1}{13,42 \cdot 10^2 \cdot 13,6745^4 \cdot 10^{-12}} \frac{3 \cdot 0,22 \cdot 170 + 2 \cdot 13,6745}{3 \cdot 0,22 \cdot 170 + 4 \cdot 13,6745} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 1015 \text{ м.}$$

Теперь определим $\alpha = 23,92 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4}$, $Q_0 = 46,87 \text{ л/с}$ и т. д.

Далее используются возможные комбинации насадок в убывающем порядке и определяется глубина, где одни комбинации следует заменить другими, расход жидкости, скорость истечения струй и т. д. Результаты расчетов приведены в табл. 8.8. Можно видеть, что до глубины 3500 м расход не снижается ниже Q_{\min} .

8.15. СИЛА УДАРА СТРУИ О ЗАБОЙ

Цель использования этого критерия состоит в обеспечении максимальной силы удара струй о забой скважины при полном использовании мощности буровых насосов. Оптимизация этого критерия означает максимизацию количества движения $\rho Q_0 v_0$. Произведение $Q_0 v_0$ встречается в выражениях и для других параметров, определяющих эффективность промывки; к ним относятся напряжение сдвига и скорость потока, параллельного плоскости забоя, энергия поперечных потоков и др.

Если предположить, что количество движения жидкости есть величина постоянная на всем расстоянии от насадки до зоны контакта с породой, то сила удара струи

$$F_i = \rho Q_0 v_0 = \varphi \rho Q_0 \sqrt{2(p_s/\rho)} = \varphi Q_0 \sqrt{2\rho(p_p - p_c)}. \quad (8.155)$$

Выделим снова те же три случая.

Случай I. $Q_m \leq Q_{\min}$: во всей области определения функции (8.155) $P_p = \text{const}$.

С учетом этого зависимость (8.155) можно записать в таком виде:

$$F_i = \varphi \sqrt{2\rho} \sqrt{P_p Q_0 - \alpha \rho Q_0^4}. \quad (8.156)$$

Сила удара струи имеет максимум

$$\frac{dF_i}{dQ} = \varphi \sqrt{2\rho} \frac{P_p - 4\alpha \rho Q_0^3}{2 \sqrt{P_p Q_0 - \alpha \rho Q_0^4}} = 0 \quad (8.157)$$

при

$$Q_0 = \sqrt[3]{P_p/(4\alpha\rho)}. \quad (8.158)$$

Из выражения (8.157) получим

$$p_c = \frac{1}{4} p_p, \quad p_s = \frac{3}{4} p_p; \quad (8.159)$$

$$P_c = \frac{1}{4} P_p, \quad P_s = \frac{3}{4} P_p. \quad (8.160)$$

Используя зависимость

$$\frac{3}{4} P_p = P_s = \frac{1}{\varphi^2} \frac{Q_0^3}{A_0^2} \frac{\rho}{2} = \frac{P_p}{8\alpha\varphi^2 A_0^2}, \quad (8.161)$$

можем вычислить оптимальную площадь поперечного сечения насадок

$$A_0 = \frac{1}{\varphi \sqrt{6\alpha}}. \quad (8.162)$$

Скорость истечения струй

$$v_0 = \varphi \sqrt[6]{\frac{27}{2} \frac{\alpha P_p^2}{\rho^3}}. \quad (8.163)$$

Если устанавливаются насадки, площадь поперечного сечения которых соответствует уравнению (8.162), то 75 % мощности насосов расходуется в насадках и 25 % — в остальной части циркуляционной системы. Если же и расход соответствует значению из выражения (8.158), то сила удара струи будет максимальной.

Если расход жидкости находится вне области его определения, то принимается соответствующее предельное значение: Q_{\max} или Q_{\min} . Площадь поперечного сечения насадок в таких случаях определяется с использованием формулы

$$P_p = \alpha \rho Q_{\max}^3 + \frac{1}{\varphi^2} \frac{Q_{\max}^3}{A_0^2} \frac{\rho}{2}, \quad (8.164)$$

откуда

$$A_0 = \frac{1}{\varphi \sqrt[6]{2 \left(\frac{P_p}{\rho Q_{\max}^3} - \alpha \right)}}. \quad (8.165)$$

Аналогично определяется A_0 и для Q_{\min} .

Глубины перехода от Q_{\max} к Q_0 и от Q_0 к Q_{\min} получаются из решения уравнения (8.158) относительно α , а затем относительно длины:

$$H_1 = l_g + \frac{P_p}{4\alpha_1 \rho Q_{\max}^3} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1}; \quad (8.166)$$

$$H_2 = l_g + \frac{P_p}{4\alpha_1 \rho Q_{\max}^3} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1}. \quad (8.167)$$

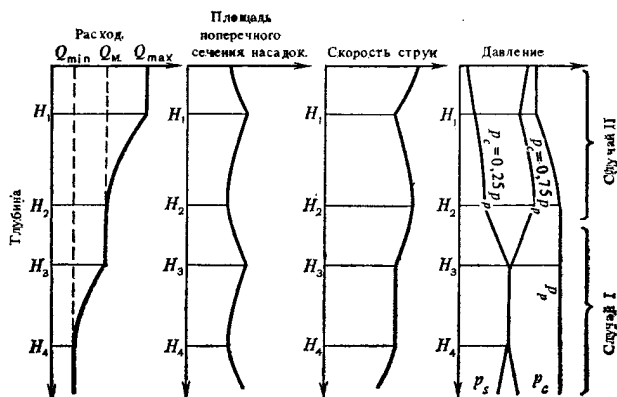


Рис. 8.52. Изменение гидравлических параметров с глубиной скважины в соответствии с критерием силы удара струи о забой

Изменение различных параметров с глубиной представлено на рис. 8.52 (при Q_{\min} вместо Q_M). Равенство $p_s = 3p_c$ сохраняется только в интервале от H_1 до H_2 . На глубинах, меньших H_1 ,

$p_c < 0,25p_r$ и $p_s > 0,75p_r$, а на глубинах больших H_2

$p_c > 0,25p_r$ и $p_s < 0,75p_r$.

Случай II. $Q_M \geq Q_{\max}$: во всем интервале $[Q_{\min}, Q_{\max}]$ $p_r = p_M = \text{const}$.

Сила удара струи

$$F_i = \varphi \sqrt{2\rho} \sqrt{p_M Q_0^2 - \alpha \rho Q_0^4} \quad (8.168)$$

достигнет максимума при расходе, удовлетворяющем условию

$$\frac{dF_i}{dQ_0} = \varphi \sqrt{2\rho} \frac{p_M Q_0 - 2\alpha \rho Q_0^3}{\sqrt{p_M Q_0^2 - \alpha \rho Q_0^4}} = 0. \quad (8.169)$$

Поскольку $Q_0 \neq 0$,

$$Q_0 = \sqrt{\frac{p_M}{2\alpha\rho}}. \quad (8.170)$$

Из равенства (8.168) следует, что

$$p_c = \frac{1}{2} p_M, \quad p_s = \frac{1}{2} p_M; \quad (8.171)$$

$$P_c = \frac{1}{2} P_M, \quad P_s = \frac{1}{2} P_M, \quad (8.172)$$

где P_M — мощность насоса, соответствующая p_M и Q_0 .

Из равенства

$$\frac{1}{2} p_M = p_s = \frac{1}{\varphi^2} \frac{Q_0^2}{A_0^2} \frac{\rho}{2} = \frac{p_M}{4\alpha\varphi^2 A_0^2} \quad (8.173)$$

определим площадь поперечного сечения насадок

$$A_0 = \frac{1}{\varphi \sqrt{2\alpha}}. \quad (8.174)$$

Скорость истечения струй

$$v_0 = \varphi \sqrt{\frac{p_M}{\rho}} \quad (8.175)$$

от глубины не зависит.

Уравнения (8.171) и (8.172) совпадают с выражениями (8.92) и (8.93), а соотношение (8.174) — с выражением (8.95). Расход в выражении (8.91) определяется заданной силой удара, тогда как в уравнении (8.170) он зависит от максимального давления, создаваемого насосом. Диаметр насадок есть функция только глубины. Расход и скорость истечения струй увеличиваются с ростом допустимого давления.

Если расход, вычисленный по формуле (8.170), находится вне интервала $[Q_{\min}, Q_{\max}]$, то принимается одно из предельных его значений. Площадь насадок в этом случае при $Q_0 = Q_{\max}$ определяется по формуле

$$A_0 = \frac{1}{\varphi \sqrt{2 \left(\frac{p_M}{\rho Q_{\max}^2} - \alpha \right)}}. \quad (8.176)$$

Глубина, до которой целесообразно поддерживать максимальный расход Q_{\max} , определяется по формуле (8.170):

$$H_3 = l_g + \frac{p_M}{2\alpha_1 \rho Q_{\max}^2} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1}, \quad (8.177)$$

а глубина, начиная с которой не следует использовать Q_{\min} ,

$$H_4 = l_g + \frac{p_M}{2\alpha_1 \rho Q_{\min}^2} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1}. \quad (8.178)$$

Изменение основных параметров с глубиной проиллюстрировано на рис. 8.52 (при Q_{\max} вместо Q_M). Равенство $p_c = p_s = 0,5 p_p$ сохраняется только в интервале глубин от H_3 до H_4 .

Случай III. $Q_M \in (Q_{\min}, Q_{\max})$. Поскольку допустимую область изменения расхода $[Q_{\min}, Q_{\max}]$ можно разделить на два подынтервала, в которых $P_p = \text{const}$ и $p_M = \text{const}$ соответственно, расход Q_M будет попеременно играть роль Q_{\min} из I случая

и роль Q_{\max} из II случая. Кроме того, имеется один интервал глубин, где $Q=Q_M$ и p_s уменьшается с 0,75 до 0,50 p_p , а p_c увеличивается от 0,25 до 0,50 p_p . Он находится между H_2 и H_3 (обе глубины вычислялись при расходе Q_M).

На рис. 8.52 представлены изменения гидравлических параметров, соответствующих этому случаю. В реальной скважине встречается не более трех таких ситуаций.

На рис. 8.53 показано изменение силы удара струи в зависимости от расхода (случай III). На каждой из указанных глубин существует расход, которому соответствует максимальная сила удара струи (все точки максимума соединены ломаной пунктирной линией). Можно выделить пять различных режимов.

Изменение потерь давления в циркуляционной системе и в насадках долота, а также давления, создаваемого насосами и соответствующего этим случаям, представлено на рис. 8.54. Поскольку использован логарифмический масштаб, графики уравнения $p_c = a r Q^2$ представляют собой семейство параллельных прямых, параметром которых является глубина скважины. Такие диаграммы, построенные для различных насосов и циркуляционных систем, позволяют непосредственно определить оптимальные значения расхода и потерь давление p_c и p_s на нужной глубине.

В рамках использования этого критерия могут быть заданы ограничения на скорость истечения струй.

Пример 8.8. Условия бурения те же, что и в предыдущих примерах: $H=500-3500$ м, $Q_{\min}=27$ л/с, $Q_{\max}=89$ л/с, $\rho=1300$ кг/м³, $\alpha_1=13,42 \times 10^2$ м⁻⁵, $\alpha_2=12,31 \cdot 10^5$ м⁻⁴. Будут использованы два насоса 2PN-700 при $p_M=15,0$ МПа, $P_p=2 \cdot 372$ кВт и $Q_M=47,2$ л/с.

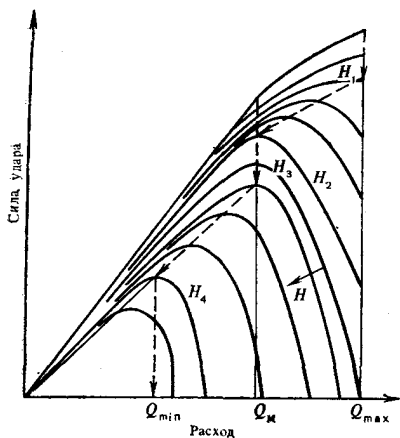


Рис. 8.53. Изменение расхода в соответствии с критерием силы удара струи о забой

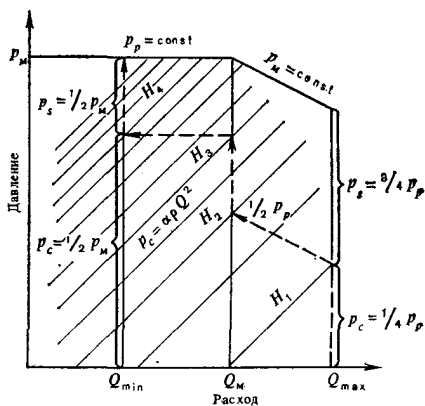


Рис. 8.54. Изменение давления нагнетания в соответствии с критерием силы удара струи о забой

Решение

Условия примера соответствуют случаю III. $Q_M = 47,2 \in (27,89)$. Вычислим четыре характерные глубины.

$$H_1 = 150 + \frac{2 \cdot 372 \cdot 10^3}{4 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300 \cdot 89^3 \cdot 10^{-9}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} < 0;$$

$$H_2 = 150 + \frac{2 \cdot 372 \cdot 10^3}{4 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300 \cdot 47,2^3 \cdot 10^{-9}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 247 \text{ м};$$

$$H_3 = 150 + \frac{15 \cdot 10^6}{2 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300 \cdot 47,2^2 \cdot 10^{-6}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 1162 \text{ м};$$

$$H_4 = 150 + \frac{15 \cdot 10^6}{2 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300 \cdot 27^2 \cdot 10^{-6}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 5130 > 3500 \text{ м.}$$

В интервале 500 — 1162 м, находящемся между H_2 и H_3 , $Q = Q_M$ и площадь насадок вычисляется с помощью уравнения (8.176) с заменой Q_{\max} на Q_M . Далее с глубины 1162 до 3500 м используются уравнения (8.170) — (8.175).

В начале интервала $H = 500$ м, $L = 350$ м, $\alpha = 17,0 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4}$;

$$A_0 = \frac{1}{0,95 \sqrt{2 \frac{15 \cdot 10^6}{1300 \cdot 47,2^2 \cdot 10^{-6}} - 17 \cdot 10^5}} = 3,99 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 3,99 \text{ см}^2.$$

Выбираются две насадки диаметром 13 мм каждая и одна диаметром 14 мм ($A_0 = 4,194 \text{ см}^2$).

Вновь вычислим фактическую глубину, на которой такие диаметры насадок являются оптимальными. Из соотношения (8.176) следует,

$$H_0 = 150 + \frac{15 \cdot 10^6}{13,42 \cdot 10^2 \cdot 1300 \cdot 47,2^2 \cdot 10^{-6}} - \frac{1}{2 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 0,95^2 \cdot 4,194^2 \cdot 10^{-3}} - \frac{12,30 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 745 \text{ м.}$$

С этой глубины целесообразно использовать насадки большего диаметра.

В подынтервале 1162 — 3500 м диаметр насадок снова уменьшается. Глубина, на которой они являются оптимальными, вычисляется посредством решения уравнения (8.174) относительно L . Например, для насадок диаметром 14 мм

$$H_0 = l_g + \frac{1}{2\alpha_1 \Phi^2 A_0^2} - \frac{\alpha_2}{\alpha_1};$$

$$H_0 = 150 + \frac{1}{2 \cdot 13,42 \cdot 10^2 \cdot 0,95^2 \cdot 4,618^2 \cdot 10^{-8}} - \frac{12,31 \cdot 10^5}{13,42 \cdot 10^2} = 1168 \text{ м};$$

$$\alpha = (1168 - 150) \cdot 13,42 \cdot 10^2 + 12,31 \cdot 10^5 = 25,98 \cdot 10^5 \text{ м}^{-4}.$$

Оптимальный расход

$$Q_0 = \sqrt{\frac{150 \cdot 10^3}{2 \cdot 25,98 \cdot 10^5 \cdot 1300}} = 0,04713 \text{ м}^3/\text{с} = 47,13 \text{ л/с.}$$

Скорость струй

$$v_0 = \frac{47,13 \cdot 10^{-3}}{4,618 \cdot 10^{-4}} = 102,05 \text{ м/с.}$$

На глубине 1168 м насадки диаметром 14 мм заменяются на насадки с меньшей суммарной площадью поперечного сечения (13; 14 и 14 мм) и вычисления продолжают до глубины 3500 м.

Результаты представлены в табл. 8.9.

Глубина, м	Глубина, где мощность на долоте макси- мальная, м	Диаметр насадок, мм	Площадь сечения насадок, мм	Расход, л/с	Скорость струй, м/с	Потери давления, МПа		Давление, создаваемое насосами, МПа	Число насосов	Диаметр втулок, мм	Число ходов в 1 мин
						в насад- ках долота	в остальной системе				
500—745	745	13; 13; 14	4,194	47,20	112,54	9,12	4,92—5,88	14,04—15,00	2	152,4	65
745—966	966	13; 14; 14	4,406	47,20	107,13	8,26	5,88—6,74	14,14—15,00	2	152,4	65
966—1156	1156	14; 14; 14	4,618	47,20	102,21	7,52	6,73—7,48	14,25—15,00	2	152,4	65
1156—1162	—	14; 14; 14	4,618	47,13	102,05	7,50	7,47—7,50	14,97—15,00	2	152,4	65
1162—1168	1168	14; 14; 14	4,618	47,13	102,05	7,50	7,48—7,50	14,98—15,00	2	152,4	65
1168—1359	1359	13; 14; 14	4,406	44,96	102,05	7,50	6,83—7,50	14,33—15,00	2	152,4	62
1359—1578	1578	13; 13; 14	4,194	42,80	102,05	7,50	6,80—7,50	14,30—15,00	2	152,4	59
1578—1836	1836	13; 13; 13	3,982	40,63	102,05	7,50	6,76—7,50	14,26—15,00	2	152,4	56
1836—2113	2113	12; 13; 13	3,786	38,63	102,05	7,50	6,78—7,50	14,28—15,00	2	152,4	53
2113—2437	2437	12; 12; 13	3,589	36,63	102,05	7,50	6,64—7,50	14,14—15,00	2	146,0	56
2437—2819	2819	12; 12; 12	3,393	34,62	102,05	7,50	6,70—7,50	14,20—15,00	2	146,0	52
2819—3233	3233	11; 12; 12	3,212	32,78	102,05	7,50	6,72—7,50	14,22—15,00	2	139,7	55
3233—3500	3725	11; 11; 12	3,032	30,94	102,05	7,50	6,68—7,13	14,18—14,63	2	139,7	52

При условии полного использования мощности буровых насосов можем задаться целью достижения максимального динамического давления струи на забой скважины (максимальной скорости струй). Доказано, что это происходит при минимально допустимом расходе [70]. Площадь сечения насадок подбирается таким образом, чтобы в них расходовалось давление, равное разнице между максимальным давлением, создаваемым насосами, при расходе Q_{\min} и потерей давления в остальной части циркуляционной системы:

$$A_0 = \frac{1}{\varphi \sqrt{2 \left(\frac{P_p}{\rho Q_{\min}^2} - \alpha \right)}}. \quad (8.179)$$

8.16. МЕХАНИЧЕСКАЯ СКОРОСТЬ БУРЕНИЯ

Цель критерия — непосредственная максимизация скорости проходки в условиях полного использования мощности буровых насосов.

Посредством комбинирования уравнений (8.4), (8.61) и (8.62) получим следующее выражение для механической скорости бурения:

$$v_m = k' \left(\rho \frac{Q_0}{d_0} \right)^r e^{-b' \alpha_{si} \rho Q_0^m}. \quad (8.180)$$

В структуре этого уравнения очевидно влияние потерь давления в затрубном пространстве ($\alpha_{si} \rho Q_0^m$). Показатель степени m может принимать значения от 1 (в ламинарном режиме) до 2 (при развитом турбулентном режиме).

Штефан Миска [74] использовал и другой вариант этого критерия: «обобщенную» механическую скорость бурения в виде

$$v_g = \frac{t_s}{t_s + t_a} v_m = \frac{k' \left(\rho \frac{Q_0}{d_0} \right)^r e^{-b' \alpha_{si} \rho Q_0^m}}{1 + \gamma_1 \rho \left[b_0 \frac{Q_0^2}{d_0^2} + \alpha Q_0^m \right]^{\gamma_2}}, \quad (8.181)$$

где t_s — фактическое время бурения; γ_1 и γ_2 — коэффициенты, которые предстоит определить экспериментальным путем, t_a — дополнительные затраты времени.

Диаметр насадок d_0 можно определить с помощью одного из соотношений:

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{b_0 \rho Q_0^3}{P_p - \alpha \rho Q_0^3}} \quad (8.182)$$

для интервала глубин, где $P_p = \text{const}$, или

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{b_0 \rho Q_0^2}{\rho_M - \alpha \rho Q_0^2}} \quad (8.183)$$

в случае, когда $p_p = p_M = \text{const}$.

Значение коэффициента b_0 вычисляется по формуле (8.142).

Приравнивая к нулю производную функции (8.180) или (8.181) по Q_0 , определим оптимальный расход, однако получаемые при этом зависимости очень сложные. Поэтому целесообразней будет найти максимум механической скорости методом последовательных приближений с помощью калькулятора в диапазонах возможных величин: $[Q_{\min}, Q_{\max}]$ и $[d_{\min}, d_{\max}]$. В работе [74] приводятся примеры для этих двух вариантов, которые сравниваются с критерием гидравлической мощности в насадках долота и с критерием силы удара струй о забой. Трудность заключается в определении эмпирических коэффициентов, встречающихся в выражениях для механической скорости бурения.

8.17. СТОИМОСТЬ 1 М ПРОХОДКИ

Цель критерия — свести к минимуму затраты C_p , связанные с промывкой скважины на единицу длины пробуренного интервала.

Если предположить, что этот интервал равен проходке на долото h_s , то стоимость 1 м проходки можно выразить в таком виде:

$$c_m = \frac{C_p}{h_s} = \frac{C_p}{v_m t_s} = \frac{a + b P_p + c p^x}{v_m} \quad (8.184)$$

Стоимость 1 ч бурения C_p/t_s состоит из трех слагаемых:

a — постоянные расходы, не зависящие от работы насосов; они включают амортизационные отчисления и затраты на ремонт насосов, вертлюга и манифольда, оплату механиков, а также некоторые косвенные неизбежные расходы (руб/ч);

$b P_p$ — расходы, зависящие от энергии, потребляемой насосами; они включают стоимость электроэнергии (или топлива) и горюче-смазочных материалов; коэффициент b исчисляется в руб/(кВт·ч);

$c p^x$ — слагаемое, учитывающее тот факт, что некоторые затраты (особенно на детали гидравлической части насосов, подверженные повышенному износу) возрастают с увеличением рабочего давления: c и x — эмпирические коэффициенты, зависящие главным образом от свойств бурового раствора и степени его абразивности.

Не включены в C_p некоторые независимые от времени затраты, например затраты на монтаж и демонтаж системы нагнетания:

$$c_m = \frac{a + bP_p + cp^x}{k_1(Q_0v_0)^r} = \frac{a + b(p_c + p_s)Q_0 + c(p_c + p_s)^x}{k_1(Q_0v_0)^r} =$$

$$= \frac{a + b(\alpha\rho Q_0^2 + \beta\rho v_0^2)Q_0 + c(\alpha\rho Q_0^2 + \beta\rho v_0^2)^x}{k_1(Q_0v_0)^r}, \quad (8.185)$$

где $\beta = 1/2 \varphi^2$.

Коэффициенты a и b легко вычислить, а коэффициенты c , x , k_1 и r можно определить только экспериментальным путем или посредством весьма сложного математического анализа. Для дальнейшего анализа предполагается $x=2$.

Для определения минимума стоимости 1 м проходки c_m к нулю приравниваются частные производные $\partial c_m / \partial Q_0$ и $\partial c_m / \partial v_0$. В результате получим

$$(4-r)\alpha c \rho^2 Q_0^2 + (3-r)b \alpha \rho Q_0^3 + (4-2r)\alpha \beta \rho^2 v_0^2 Q_0^2 + (1-r) \times$$

$$\times b \beta \rho v_0^2 Q_0 - r c \beta^2 \rho^2 v_0^4 = r a; \quad (8.186)$$

$$-r c \alpha^2 \rho^2 Q_0^4 - r b \alpha \rho Q_0^3 + (4-2r)\alpha \beta \rho^2 v_0^2 Q_0^2 + (2-r)b \beta \rho v_0^2 Q_0 +$$

$$+ (4-r)c \beta^2 \rho^2 v_0^4 = r a. \quad (8.187)$$

Решение этой системы уравнений позволяет определить оптимальные значения расхода и скорости истечения струй, соответствующие минимальной стоимости 1 м проходки.

Разность этих уравнений

$$4c \alpha^2 \rho^2 Q_0^4 + 3b \alpha \rho Q_0^3 - b \beta \rho Q_0 v_0^2 - 4c \beta^2 \rho^2 v_0^4 = 0 \quad (8.188)$$

или

$$4c(p_c^2 - p_s^2) + bQ(3p_c - p_s) = 0. \quad (8.189)$$

Между p_c и p_s существует соотношение, которое не зависит от показателя степени r .

Если допустить, что $c=0$, то

$$p_c = \frac{1}{4} p_p, \quad p_s = \frac{3}{4} p_p. \quad (8.190)$$

При этом система уравнений (8.186) — (8.187) принимает вид:

$$(3-r)b \alpha \rho Q_0^3 + (1-r)b \beta \rho v_0^2 Q_0 = r a; \quad (8.191)$$

$$-r b \alpha \rho Q_0^3 + (2-r)b \beta \rho v_0^2 Q_0 = r a. \quad (8.192)$$

Решение этой системы уравнений приводит к зависимостям

$$Q_0 = \sqrt[3]{\frac{r a}{2(3-2r)\alpha b \rho}}; \quad (8.193)$$

$$A_0 = \sqrt{\frac{\beta}{3\alpha}} = \frac{1}{\varphi \sqrt{6\alpha}}. \quad (8.194)$$

Диаметр насадок зависит только от глубины скважины. Уравнение (8.194) аналогично уравнениям (8.115) и (8.162);

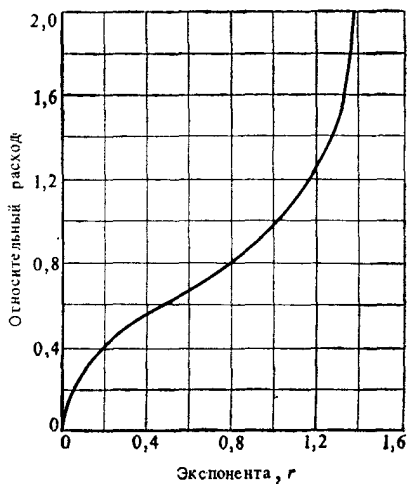


Рис. 8.55. Изменение оптимального расхода в соответствии с критерием стоимости 1 м проходки

это легко объяснимо — во всех трех случаях механическая скорость бурения предполагалась зависимой от произведения $Q_0 v_0$.

На рис. 8.55 показано влияние показателей степени r на значение оптимального расхода. Чем выше значение r (более выраженным является влияние произведения $Q_0 v_0$ на скорость проходки), тем больше будет оптимальный расход. Значение $r=1$ соответствует критерию силы удара струи о забой. Из опытов Эккеля [53] следует, что $r=0,25$.

Выводы. Сопоставить различные критерии очень трудно, а иногда даже невозможно ввиду различия пред-

посылок, на которых они базируются. За исключением последних двух критериев, все остальные абсолютизируют тот или иной фактор, определяющий эффективность промывки скважины.

Как правило, когда известны требования к промывке, рекомендуются критерии давления или мощности на насосах. Они применимы, если рабочие параметры насосов достаточно высоки, а это требование удовлетворяется большинством современных буровых установок.

Для насосов с небольшой максимальной мощностью или давлением при значительных диаметрах скважины требования к совершенной промывке забоя могут привести к превышению возможностей буровых насосов. В таком случае следует прибегнуть к критерию, который в заданных пределах обеспечит бы наилучшие условия промывки забоя.

В рамках одной и той же категории критериев сопоставления иногда возможны, но они являются недостаточно исчерпывающими. В табл. 8.10 приводится сравнение критериев мощности, реализуемой в насадках долота, мощности струи на забое и силы удара струи в диапазоне $p_p = p_m = \text{const}$ по данным из примеров 8.6—8.8 на глубине 2000 м [72]. Нетрудно заметить, что результаты расчетов отличаются незначительно (ср. также табл. 8.7, 8.8 и 8.9). Большие значения расхода и диаметра насадок являются предпочтительными в мягких породах.

Наиболее обобщенным является критерий стоимости 1 м проходки, который иногда дополняется и другими факторами, помимо упомянутых. Необходимо проводить испытания в условиях, аналогичных предполагаемым на проектируемой сква-

Таблица 8.10

Параметр	Критерий		
	Гидравлическая мощность в насадках долота	Гидравлическая мощность на уровне забоя скважины	Сила удара струи о поверхность забоя скважины
Расход, л/с	32,18	37,75	39,41
Диаметр насадок, мм	10,766	12,285	12,803
Площадь поперечного сечения насадок, см ²	2,731	3,556	3,862
Скорость струй на выходе из насадок, м/с	117,83	106,17	102,05
Осевая скорость струи при контакте с поверхностью забоя, м/с	60,58	60,38	59,86
Средняя скорость струи при контакте с поверхностью забоя, м/с	26,34	26,25	26,02
Потери давления в насадках долота, МПа	10,0	8,12	7,50
Динамическое осевое давление на поверхность забоя, МПа	2,49	2,37	2,33
Потери давления в циркуляционной системе, за исключением насадок, МПа	5,00	6,88	7,50
Давление, создаваемое насосами, МПа	15,0	15,0	15,0
Гидравлическая мощность, реализуемая в насадках долота, кВт	321,80	306,49	295,57
Мощность струи при контакте с породой, кВт	71,93	75,78	75,38
Гидравлическая мощность насосов, кВт	482,70	566,32	591,22
Сила удара струи о забой, Н	4929,3	5210,9	5228,7

жине, или даже в процессе ее бурения, чтобы определять значения многочисленных коэффициентов, входящих в выражения для стоимости 1 м проходки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Gusman A. M.* Vlianie uslovii ocistki zaboia skvajin na mehaniceskuu skorost bureniia. In: Trudi VNIIBT, випуск 24: Ghidravlika v burenii, Moskva, 1970, p. 95—116.
2. *Gusman A. M. s. a.* O metodike issledovaniia professa ocistki zaboia. Trudi VNIIBT, випуск 24: Ghidravlika v burenii, Moskva, 1970, p. 117—127.
3. *Gusman A. M. si Mitelman B. I.* Issledovanie vinoso şlama iz zonî dolota v zatrubnoe prostranstvo. Neft. hoz., nr. 2, 1975, p. 17—20.
4. *Jidovteu N. A. s. a.* Vlianie shernî razmeşcenii nasadok v dolote na kacestvo ocistki zaboia skvajinî. In: Neft. hoz., nr. 5, 1975, p. 19—22.
5. *Tatu Gr.* Conducerea optimala a sistemului de forare a sondelor de petrol si gaze. Bucureşti, Ed. tehnică, 1978.
6. *Bourgoyne A. T. si Young F. S. Jr.* A multiple regression approach to optimal drilling and abnormal pressure delection. In: Soc. Petr. Eng. J., aug. 1974, p. 371—384.
7. *Murray A. S. si Cunningham R. A.* Effect of mud column pressure on drilling rate. In: Trans. AIME, vol. 204, 1955, p. 196—204.
8. *Eckel J. R.* Effect of pressure on rock drillability. Trans. AIME, vol. 213, 1958, p. 1—7.

9. *Cunningham R. A. si Eanick J. G.* Laboratory study of effect of overburden formation and mud column pressure on drilling rate of permeable formations. In: Trans. AIME, vol. 216, 1959, p. 9—17.
10. *Garnier A. J. si Van Lingen N. H.* Phenomena affecting drilling rates at depth. In: Trans. AIME, vol. 216, 1959, p. 232—239.
11. *Lingen Van N. H.* Bottom scavenging—a major factor governing penetration rate at depth. In: J. Petr. Tech., febr. 1962, p. 187—196.
12. *Garnier N. E. s. a.* Experimental study of crater formation in limestone at elevated pressure. In: J. Petr. Tech., dec. 1963, p. 1356—1364.
13. *Maurer W. C.* The perfect cleaning. Theory of rotary drilling. In: J. Petr. Tech., nov. 1962, p. 1270—1427.
14. *Maurer W. S.* Bit tooth penetration under simulating borehole conditions. In: J. Petr. Tech., dec. 1965, p. 1433—1442.
15. *Maurer W. C.* How bottom-hole pressure affect penetration rate. In: Oil and Gas J., 10 ian., 1966.
16. *Vidrine A. J. si Benit•E. J.* Field verification on the effect of differential pressure on drilling rate. In: J. Petr. Tech., iulie 1968, p. 676—682.
17. *Riabkov A. A., Spesivtsev I. A.* Umenšenie zaboinih davlenii kak faktor uveličeniia skorosti bureniia glubokih skvajin. In: Burenie, iunie 1971, p. 25—27.
18. *Jelezneakov F. I.* Oženka vliianiia differēntialno-davleniia na buřimosti porod. In: Burenie, iunie 1974, p. 3—6.
19. *Jelezneakov F. I.* Oženka vliianiia differēntialno-davleniia i skorosti vrašēeniia dolota na mehaniceskuiu skorosti prohodki. In: Burenie, iulie 1975, p. 5—8.
20. *Kolesnikov N. A. s. a.* K oženke ugnetaiušēego davleniia v proēesse razrušeniia gornih porod. In: Neft i gaz, august 1976, p. 29—31.
21. *Cunningham R. A.* An empirical approach for relating drilling parameters. In: J. Petr. Tech., iulie 1978, p. 987—991.
22. *Eganiant R. T. si Pancenko G. G.* Kontrol differēntialnih davlenii i vskritiia zoni AVPD po dannim mehaniceskoi skorosti prohodki. In: Neft. hoz., iunie 1979, p. 16—19.
23. *Young f. s. Jr. si Gray K. E.* Dynamic filtration during microbit drilling. In: Trans. AIME, vol. 240, 1967, p. 1209—1224.
24. *Evans B. si Gray K. E.* Effect of bentonitic fluid properties on drilling rate. In: J. Petr. Tech., iunie 1972, p. 657—662.
25. *Fedorov V. S.* Proiectarea rejimurilor de foraj. I. D. T. București, 1959.
26. *Jelezneakov F. I.* Opit provodki skvajin ghidromonitornimi dolotami na Mangislake. In: Burenie, dec. 1974, p. 6—12.
27. *Jelezneakov F. I.* Vlianie otdelnih faktorov tehnologii bureniia na mehaniceskuiu skorost. Neft. hoz., ian. 1977, p. 13—18.
28. *Matkin I. B. s. a.* Experimentalnoe opredelenie tehnologiceski neobhodimovo rashoda promivocinnoi jidkosti. In: Trudi VNIIBT, vol. 24, Ghidravlika v burenii, Moskva, 1970, p. 22—31.
29. *Abramović G. N.* Teoria turbulentnih strui. Moskva, Fizmatgiz, 1960.
30. *Vulis A. A. si Kaškarov V. B.* Teoria strui veazkoi jidkosti. Moskva, Nauka, 1965.
31. *Rajaratnam N.* Turbulent jets. Amsterdam—Oxford—New York, Elsevier, 1976.
32. *Kozodoi J. R. s. a.* Promivka skvajin pri burenii. Moskva, Gostoptekizdat, 1963.
33. *Eckel J. R. si Bielstein W. J.* Nozzle design and its effect on drilling rate and pump operation. In: Drill. and Prod. Practice, 1951, p. 28—46.
34. *McLean R. H.* Crossflow and impact under jet bits. In: J. Petr. Tech., nov. 1964, p. 1299—1306.
35. *Faradjev T. G. s. a.* K voprosu vibora optimalno-davleniia nasadok ghidromonitornih dolot. In: Neft i gaz, sept., 1974.
36. *Romiti A.* Fluid dynamics of jet amplifiers. Viena, Springer—Verlag, 1970.

37. *Kuliev A. E.* Issledovanie energeticeskikh pokazatelei ghidromonitor-nih zatoplennih strui. In: Neft. hoz., august 1971, p. 4—6.
38. *Kuliev A. E.* Experimentalnoe opredelenie silf davleniia strui na zaboi skvajini. In: Neft. hoz., ion., 1973, p. 38—41.
39. *Djalilov N. M. s. a.* Experimentalnoe issledovanie silf udara strui jidkosti o pregradu v usloviiah maksimalno priblijennih k zaboinim. In: Neft. hoz., martie 1968, p. 6—9.
40. *Feenstra R. si Leewen J. M. Van.* Full-scale experiments on jets im-permeable rock drilling. In: J. Petr. Tech., martie 1964, p. 329—336.
41. *McLean R. H.* Velocities, kinetic energy on shear in crossflow under three—cone jet bits. J. Petr. Tech., dec. 1965, p. 1443—1448.
42. *Sutko A. A.* Drilling hydraulics—a study of chip removal force under a full size jet bit. In: Soc. Petr. Eng. J., august. 1973, p. 233—238.
43. *Sutko A. A. si Myers G. M.* The effect of nozzle size, number and extention on the pressure distribution under a three-cone bit. In: J. Petr. Tech., nov. 1971, p. 1299—1304.
44. *Horner V. s. a.* Microbit dynamic filtration studies. In: Trans. AIME, vol. 210, 1957, p. 183—189.
45. *Lowdon Ch. P. s. a.* Laboratory drilling rate and filtration studies of clay and polimer drilling fluids. In: Trans. AIME, vol. 240, 1967, p. 668—694.
46. *Lowhon Ch. P. s. a.* Laboratory drilling rate and filtration studies of emulsion drilling fluids. In: Trans. AIME, vol. 240, 1967, p. 943—948.
47. *** What's new with mud? Baroid Division National Lead Co., 1966.
48. *Gatlin C. si Namir C. E.* Some effects of size distribution on par-ticle bridging in lost circulation and filtration tests. In: J. Petr. Tech., iunie, 1961, p. 575—578.
49. *Lumms J. L.* Drilling optimization. In: J. Petr. Tech., nov. 1970, p. 1379—1388.
50. *Nelson M. D.* Drilling impedance of mud solids. In: World Oil, febr. 1975.
51. *Moore, Preston L.* Drilling practice manual. Tulsa, Petr. Publishing Co. U. S. A., 1974.
52. *Eckel J. E.* Microbit studies of effect of fluid properties mud hydrau-lics on drilling rate. In: J. Petr. Tech., aprilie 1967, p. 541—546.
53. *Eckel J. E.* How mud hydraulics affect drill rate. In: Oil and Gas J., 17 iunie 1968.
54. *Gusman A. M. s. a.* Vliianie uslovii promivki zaboia na iznos šaro-šecinih dolot. In: trudi VNIIBT, v. 24, Ghidravlika v burenii, Moskva, 1970, p. 66—73.
55. *Iezneakov F. I.* Oženka stoikosti opor šarošecinih dolot. In: Neft. hoz., nr. 5, 1977, p. 11—15.
56. *Bingham M. G.* Rock drillability. In: O. G. J., 2 nov. 1964—22 febr. 1965.
57. *Lopatin Iu. S. s. a.* Issledovanie vliianiia konstrukții dolota na efek-tivnosti ocistki ot šlama prizaboinoi zoni pri burenii s produvkoi vozduhom. In: Neft. hoz., sept. 1966, p. 9—14.
58. *Constantinescu D. si Mereanu M. N.* Carnet tehnic. Sape de foraj. București, Ed. tehnică, 1976.
59. *Garner L. L. si Millar D. J.* Recent advances in rotary drill bits. World Oil, martie 1977, p. 52—56.
60. *Pratt C. A.* Increased penetration rates achieved with new extended nozzle bits. In: J. Petr. Tech., aug. 1978, p. 1191—1198.
61. *Robbibo Ph.* New bit improves ROP in sand-shale sequence. In: World Oil, aprilie 1979, p. 191, 192, 194.
62. *Baker W.* Extended nozzle bits require precise nozzle sizing. In: O. G. J., 19 martie 1979, p. 88—97.
63. *Florin V. si Banciu I.* Imbunătățirea vitezei mecanice de foraj prin amenajarea su spălare tangențială a sabelor cu role. In: Petrol și gaze, nr. 8, 1961, p. 348—353.

64. *Cholet H. s. a.* Unique bit design improves hydraulics and performance. *World Oil*, oct. 1977, p. 63—65.
65. *Macovei N.* Proiectarea regimului de foraj. I. P. G., Ploiești, 1978.
66. *Nolley J. P. s. a.* The relation of nozzle fluid velocity to rate of penetration with drag-type bits. In: *Drill. and Prod. Prac.*, 1948, p. 22.
67. *Bobo, Roy A.* Drill cheaper with lower pump pressure. In: *O. G. J.*, 11 sept. 1967.
68. *Ionescu Gh.* Programe hidraulice. Criteriul presiunii minime de pompare. In: *petrol și gaze*, ian. 1973.
69. *Macovei N.* Presiune minimă la pompe. In: *Buletin I. P. G. Ploiești*, 1975.
70. *Macovei N.* Stabilirea regimului hidraulic la forarea sondelor. I. P. G., Ploiești, 1976.
71. *Macovei N.* Presiune minimă la pompe. Forța de impact maximă pe talpa sondei. In: *Buletin I. P. G. Ploiești*, 1976.
72. *Macovei N.* Puissance hydraulique maximale au front de taille. In: *Buletin I. P. G., Ploiești*, vol. 6, (XXVI), 1977, p. 16—25.
73. *Manolescu G. si Olaru D.* Determinarea regimului hidraulic optim al sondelor în foraj, pentru criteriul presiunii minime la pompe, pe baza unui model de programare polinomial-convexă. I. In: *St. cerc. mec. apl.*, nr. 5, 1978, p. 767—776.
74. *Miska S.* Proiectowanie parametrow hydraulicznych pinkowania dna otworu wiertniczego przy zastowaniu EMC. In: *Nafta*, nr. 2, 1979, p. 51—57.
75. *Allen J. H.* How to relate bit weight and rotary speed to bit hydraulic horsepower. In: *Drilling*, nr. 8, 1975.
76. *Kendall H. A. si Goins W. K.* Design and operation of jet bit programs for maximum hydraulic horsepower impact force on jet velocity. In: *Trans. AIME*, vol. 219, 1960.
77. *Dravăț I. s. a.* Forajul cu jet. București, Ed. tehnica, 1971.
1. *Гусман А. М.* Влияние условий очистки забоя скважины на механическую скорость бурения.— В кн.: *Гидравлика в бурении*.— Тр. ВНИИБТ, вып. 24, 1979, с. 95—116.
2. *Гусман А. М.* О методике исследования процесса очистки забоя.— В кн.: *Гидравлика в бурении*.— Тр. ВНИИБТ, вып. 24, 1970, с. 117—127.
3. *Гусман А. М., Мительман Б. И.* Исследование выноса шлама из зоны долота в затрубное пространство.— *Нефтяное хозяйство*, 1975, № 2, с. 17—20.
4. *Жидовцев Н. А.* Влияние схемы размещения насадок в долоте на качество очистки забоя скважины.— *Нефтяное хозяйство*, 1975, № 5, с. 19—22.
17. *Рябоконь С. А., Спесивцев И. А.* Уменьшение забойных давлений как фактор увеличения скорости бурения глубоких скважин.— *Бурение*, 1971, № 6, с. 25—27.
18. *Железняков Ф. И.* Оценка влияния дифференциального давления на буримость пород.— *Бурение*, 1974, № 6, с. 3—6.
19. *Железняков Ф. И.* Оценка влияния дифференциального давления и скорости вращения долота на механическую скорость проходки.— *Бурение*, 1975, № 7, с. 5—8.
20. *Колесников Н. В.* К оценке угнетающего давления в процессе разрушения горных пород.— *Нефть и газ*, 1976, № 8, с. 29—31.
22. *Егнянц Р. Т., Панченко Г. Г.* Контроль дифференциальных давлений и вскрытия зоны АВПД по данным механической скорости проходки.— *Нефтяное хозяйство*, 1979, № 6, с. 16—19.
26. *Железняков Ф. И.* Опыт проводки скважин гидромониторными долотами на Мангышлаке.— *Бурение*, 1974, № 12, с. 6—12.
27. *Железняков Ф. И.* Влияние отдельных факторов технологии бурения на механическую скорость.— *Нефтяное хозяйство*, 1977, № 1, с. 13—18.
28. *Малкин И. Б.* Экспериментальное определение технологически необходимого расхода промывочной жидкости.— В кн.: *Гидравлика в бурении*.— Тр. ВНИИБТ, вып. 24, 1970, с. 22—31.
29. *Абрамович Г. Н.* Теория турбулентных струй. М., Физматгиз, 1960.

30. *Вулис А. А., Кашкаров В. Б.* Теория струй вязкой жидкости. М., Недра, 1965.
32. *Козодой А. К.* Промывка скважин при бурении. М., Гостоптехиздат, 1963.
35. *Фараджев Т. Г.* К вопросу выбора оптимального профиля насадок гидромониторных долот.— Нефть и газ, 1974, № 9, с. 7—9.
37. *Кулиев А. Е.* Исследование энергетических показателей гидромониторных затопленных струй.— Нефтяное хозяйство, 1971, № 8, с. 4—6.
38. *Кулиев А. Е.* Экспериментальное определение силы давления струй на забой скважины.— Нефтяное хозяйство, 1973, № 1, с. 38—41.
39. *Джалилов Н. М.* Экспериментальное исследование силы удара струй жидкости о преграду в условиях, максимально приближенных к забойным.— Нефтяное хозяйство, 1968, № 3, с. 6—9.
54. *Гусман А. М.* Влияние условий промывки забоя на износ шарошечных долот.— В кн.: Гидравлика в бурении/Тр. ВНИИБТ, вып. 24, 1970, с. 66—73.
55. *Железняков Ф. И.* Оценка стойкости опор шарошечных долот.— Нефтяное хозяйство, 1977, № 5, с. 11—15.
57. *Лопатин Ю. С.* Исследование влияния конструкции долота на эффективность очистки от шлама призабойной зоны при бурении с продувкой воздухом.— Нефтяное хозяйство, 1966, № 9, с. 9—14.

Глава 9.

ГИДРАВЛИКА ЦЕМЕНТИРОВАНИЯ СКВАЖИН

9.1. ВВЕДЕНИЕ

Цементирование обсадной колонны, спущенной в скважину, заключается в заполнении кольцевого пространства между обсадными трубами и стенками ствола скважины в нужном интервале связующей смесью (как правило, тампонажным цементным раствором), которая после затвердения препятствовала бы перетокам флюидов из одного проницаемого пласта в другой или их неуправляемому выходу в атмосферу. Вместе с тем образовавшийся цементный камень способствует упрочнению неустойчивых пластов, увеличивает несущую способность обсадной колонны и предохраняет ее от агрессивного воздействия подземных вод.

Цементирование считается успешным, если из кольцевого пространства буровой раствор полностью вытеснен и вместо него создано прочное цементное кольцо, которое непроницаемо, устойчиво к деформациям колонны, к коррозии и высоким температурам, плотно прилегает к окружающим породам и к наружной поверхности обсадных труб. При несоблюдении хотя бы одного из этих условий цементирование в какой-то мере будет неудачным.

Качество цементирования, которое оценивается прежде всего по отсутствию нежелательной циркуляции флюидов в затрубном пространстве, зависит от многочисленных факторов. Их можно подразделить на три категории:

а) геологические факторы: тип флюидов, содержащихся в разбуриваемых формациях, степень минерализации подземных вод, литологии пластов, наличие естественных каверн, градиент давления пластовых флюидов, градиент давления гидроразрыва и термический градиент;

б) технические факторы: конструкция и угол наклона скважины, эксцентричность колонны, наличие каверн или сужений в стволе скважины, образование в нем желобов, использование центраторов, скребков и турбулизаторов;

в) технологические факторы: типы и свойства вытесняемого бурового и тампонажного растворов, объем и природа разделительных (буферных) жидкостей, режимы течения растворов, физико-химическое взаимодействие и длительность динамического контактирования растворов со стенками скважины, расхаживание и вращение колонны в процессе цементирования, время схватывания тампонажного раствора, проч-

ность и проницаемость цементного камня, способ и технология цементирования и т. д.

Причины проникновения флюидов в заколонное пространство зацементированной скважины самые разные; они подробно проанализированы в работе [1]. Каналы, по которым перемещаются флюиды, можно подразделить на две категории: а) образовавшиеся в массе тампонажного раствора или цементного камня и б) создаваемые в кольматационной корке и в оставшемся невытесненным буровом растворе.

Главной причиной недостаточной герметичности зацементированного кольцевого пространства многие исследователи считают неполное вытеснение бурового раствора и кольматационной корки тампонажным раствором. Процесс гидратации цемента сопровождается эффектом контракции (сокращения), т. е. уменьшением объема водоцементной системы вследствие образования коагуляционно-кристаллизационных структур и увеличения пористости системы. При этом происходит поглощение воды из окружающей среды, а именно: из кольматационной корки, пристенного слоя бурового раствора на внешней поверхности обсадных труб, из невытесненного бурового раствора и даже из пластов. В результате дегидратации (на глубину 0,1—2,0 мм) вокруг цементного камня появляется разветвленная система трещин шириной от 0,1 до 2 мм, через которые могут происходить межпластовые перетоки газа или воды даже при очень низких перепадах давления. Кроме того, газы могут проникать и непосредственно через невытесненный буровой раствор.

Помимо использования тампонажных цементных растворов с низкой степенью контракции (например, с добавкой бентонита), эффективным способом предотвращения образования циркуляционных каналов для флюидов считается обеспечение непосредственного контакта цемента с поверхностью пород и обсадных труб.

Использование механических средств (например, разделительных пробок) для удаления бурового раствора из кольцевого пространства практически невозможно. Поэтому основные усилия были направлены на совершенствование механизма его гидравлического вытеснения: регламентирование характеристик вытесняемой и вытесняющей жидкостей, применение жидкостных разделителей, обеспечение подходящего режима течения, центрирование колонны и даже изменение размеров кольцевого пространства, расхаживание и вращение колонны для облегчения вытеснения бурового раствора, применение механических устройств, ускоряющих развитие турбулентности, и т. д.

При вытеснении из трубопровода одной жидкости другой выделяют две фазы: собственно вытеснение, которое начинается с поступления второй жидкости в трубопровод и завершается в момент появления ее на выходе трубопровода, и про-

мывка трубопровода, т. е. удаление жидкости, оставшейся на стенках труб. Эта фаза заканчивается после полного удаления вытесняемой жидкости.

В зоне контакта тампонажного и бурового раствора происходит некоторое их перемешивание в результате молекулярной или турбулентной диффузии. Так образуется вязкая смесь, объем которой увеличивается во времени. На практике эта вязкая пробка часто вызывает повышение давления нагнетания, потерю циркуляции, а иногда делает невозможным продолжение цементирования.

Процесс цементирования исследовали всесторонне как теоретически, так и экспериментально; тем не менее полученные результаты большей частью неточны и противоречивы. Основные причины этого заключаются в трудностях моделирования операций по цементированию труб в лабораторных условиях, а в промышленных условиях трудно выделить влияние какого-либо отдельного фактора, особенно если после эксперимента на скважине (т. е. после цементирования) никаких осложнений не проявляется.

Посредством статистической обработки данных по 665 скважинам, пробуренным в пяти газоносных районах СССР, Булатов [2] получил несколько корреляционных зависимостей между относительным числом скважин, в которых регистрировались газопроявления или даже свободный прорыв газа после цементирования колонны, и некоторыми технологическими факторами. Его выводы таковы.

1. Вероятность проявлений снижается, как правило, с уменьшением скорости восходящего потока тампонажного раствора (рис. 9.1).

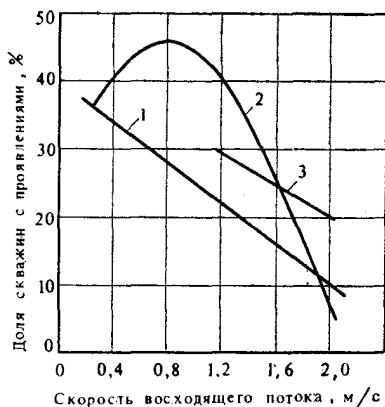


Рис. 9.1. Влияние скорости восходящего потока тампонажного раствора на различных месторождениях:

1 — Газли; 2 — Шебелинское; 3 — Майкопское

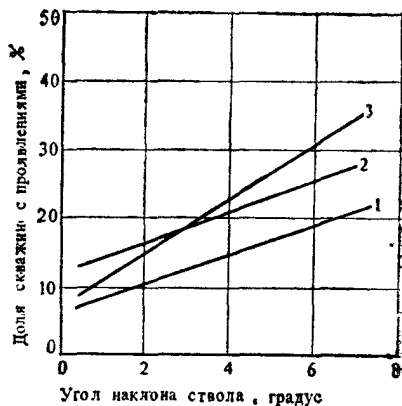


Рис. 9.2. Влияние угла наклона ствола скважины на различных месторождениях:

1 — Газли; 2 — Майкопское; 3 — Сердюковское и Березанское

2. Опасность проявлений возрастает с увеличением угла наклона скважины (рис. 9.2); это объясняется повышением вероятности создания каналов, по которым движется тампонажный раствор, и образования зон с невытесненным буровым раствором вследствие эксцентричного расположения колонны обсадных труб в стволе скважины.

3. Число случаев проявления сокращается с уменьшением статического напряжения сдвига бурового раствора и с повышением разницы плотностей тампонажного и бурового растворов.

4. Сокращение периода времени до начала схватывания снижает возможность проявлений (рис. 9.3), уменьшается длительность нахождения тампонажного раствора в жидком состоянии, благодаря чему отрицательное влияние процесса седиментации оказывается намного меньшим.

5. Влияние длительности промывки скважины перед цементированием оказывается более сложным (рис. 9.4). Промывка в объеме 1,5—2 циклов циркуляции улучшает вынос шлама и гомогенизацию бурового раствора. Более длительная циркуляция приводит к утолщению кольматационной корки, частично разрушенной в процессе спуска обсадной колонны.

6. Существует оптимальная высота подъема тампонажного раствора (рис. 9.5). При малых высотах подъема степень увлечения (смыва) бурового раствора и вероятность качественного цементирования снижаются, а при цементировании значительных интервалов уменьшение давления на газоносный пласт (вследствие понижения давления в порах цементного камня) может привести к нежелательным последствиям.

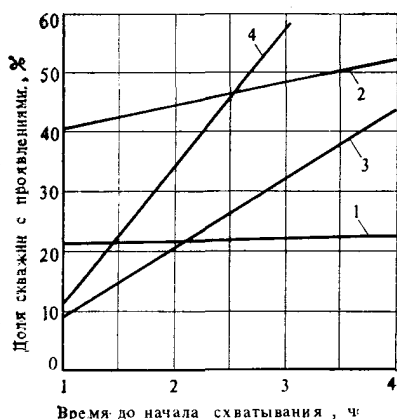


Рис. 9.3. Влияние продолжительности времени до начала схватывания тампонажного раствора на различных месторождениях:
1 — Газли; 2 — Шебелинское; 3 — Майкопское; 4 — Сердюковское и Березанское

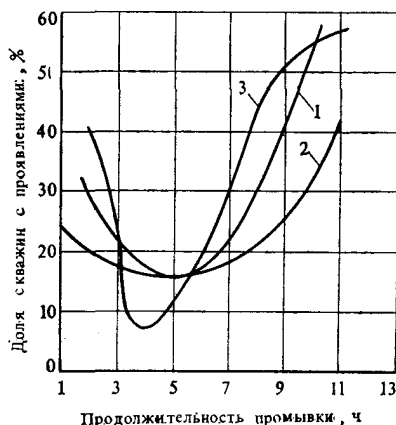


Рис. 9.4. Влияние продолжительности промывки скважины до начала цементировочных операций на различных месторождениях:
1 — Газли; 2 — Майкопское; 3 — Сердюковское и Березанское

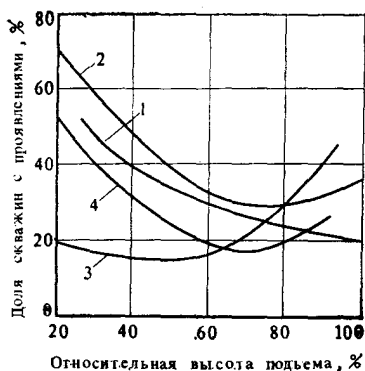


Рис. 9.5. Влияние высоты подъема тампонажного раствора в скважине на различных месторождениях: 1 — Газли; 2 — Шебелинское; 3 — Майкопское; 4 — Сердюковское и Березанское

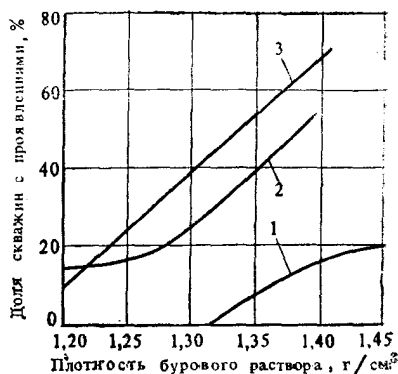


Рис. 9.6. Влияние плотности бурового раствора на различных месторождениях: 1 — Газли; 2 — Майкопское; 3 — Сердюковское и Березанское

7. Аномальные пластовые давления повышают вероятность газопровывлений (рис. 9.6).

Однако известны результаты многочисленных лабораторных и промысловых исследований, которые не подтверждают указанные статистические выводы.

Ниже будут рассмотрены некоторые основные факторы, влияющие на процессы, происходящие в затрубном пространстве при цементировании скважин.

9.2. ВЫТЕСНЕНИЕ БУРОВОГО РАСТВОРА ТАМПОНАЖНЫМ

Теоретически эффективность этого процесса оценивается коэффициентом вытеснения K_d , определяемым отношением объема вытесняющей жидкости, поступающей в рассматриваемый интервал ствола, к суммарному объему этого интервала.

Коэффициент вытеснения зависит от следующих факторов: средней скорости движения растворов, их реологических свойств, разницы плотностей, режима течения, зазора между обсадной колонной и стенками скважины, эксцентриситеты колонны и угла наклона ствола скважины.

Скорость движения растворов максимальна в центре проходного сечения канала течения и снижается до нуля на его стенках.

Так, при ламинарном режиме течения частицы вытесняющей жидкости в центре канала первыми достигнут некоторого конечного участка течения, тогда как частицы, находящиеся у стенок, отстанут.

Коэффициент вытеснения можно выразить так:

$$K_d = \frac{\Delta V}{V} = \frac{v_m A t}{v_{\max} A t} = \frac{v_m}{v_{\max}}, \quad (9.1)$$

где v_m — средняя скорость движения; v_{\max} — максимальная скорость; A — площадь проходного сечения; t — период времени, в течение которого частицы в центре трубы проходят расстояние L .

Если распределение скоростей для данного типа жидкостей известно, то путем интегрирования уравнений движения можно определить скорости v_m и v_{\max} , а также получить зависимость коэффициента вытеснения от средней скорости течения, реологических характеристик жидкости и размеров проходного сечения канала.

Например, при ламинарном течении ньютоновской жидкости в круглых трубах $v_{\max} = 2 v_m$ и $K_d = 0,5$.

Чем более уплощенным является профиль скоростей, тем ближе к единице отношение v_m/v_{\max} и тем эффективнее вытеснение.

При ламинарном течении бингамовских жидкостей максимальной скоростью обладает их жесткое ядро. С помощью уравнений, полученных в главе 4 для ламинарного течения в кольцевом пространстве, моделируемом двумя параллельными стенками, нетрудно показать, что в случае последовательного перемещения двух жидкостей с одинаковыми реологическими характеристиками коэффициент K_d зависит только от критерия Бингама;

$$K_d = \frac{v_m}{u_0} \frac{8}{12} \frac{1 - \frac{3}{2} \frac{\tau_0}{\tau_p} + \frac{1}{2} \frac{\tau_0^3}{\tau_p^3}}{\left(1 - \frac{\tau_0}{\tau_p}\right)^2} = f(\text{Bi}), \quad (9.2)$$

поскольку

$$\frac{\tau_0}{\tau_p} = \frac{8\tau_0}{\lambda \rho v_m^2} = \frac{8 \text{ Bi}}{\lambda \text{ Re}},$$

а произведение $\lambda \text{ Re}$ можно выразить через критерий Bi с помощью уравнения (4.146).

Зависимость (9.2), представленная на рис. 9.7, применима при $D_2/D_1 = 0,3 \div 0,9$. В случае ньютоновских жидкостей $K_d = 0,67$ [более точное значение можно получить с помощью формулы Буссинеска (4.117)].

Вытеснение одной вязкопластичной жидкости другой вязкопластичной жидкостью (которые не смешиваются между собой) с различной плотностью и реологическими характеристиками в концентричном вертикальном кольцевом пространстве при ламинарном движении было детально проанализировано Мирзаджанзаде [3, 4]. Предполагая распределение скоростей на поверхности раздела указанных двух жидкостей аналогичным распределению скоростей при течении одной жидкости, он определил скорость и давление на этой поверхности, радиусы

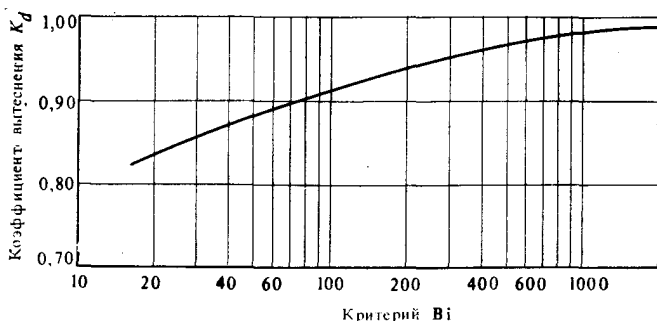


Рис 9.7. Зависимость коэффициента вытеснения бурового раствора тампонажным (с одинаковыми вязкостью и реологическими свойствами) от критерия Бингама

жесткого кольцевого ядра, уравнение поверхности раздела, длительность процесса вытеснения и объем, занимаемый каждой жидкостью в момент, когда первые частицы вытесняющей жидкости достигнут конечного участка движения. Следует отметить, что размер кольцевого жесткого ядра $(r_2 - r_1)$ может увеличиваться или уменьшаться вдоль оси кольцевого пространства в зависимости от соотношений плотностей и реологических характеристик двух жидкостей.

Пусть L_c — протяженность цементируемого интервала; p_1 и p_2 — давления на границах этого интервала; ρ_1 , ρ_2 , η_{p_1} , η_{p_2} , τ_{01} , τ_{02} — соответственно плотности, пластические вязкости и предельные напряжения сдвига бурового и тампонажного растворов; z — координата рассматриваемой точки.

Ограничимся случаем движения жидкостей снизу вверх и введем величину

$$\Phi(\bar{z}) = i - \bar{\rho} - (1 - \bar{\rho})\bar{z}, \quad (9.3)$$

где

$$i = \frac{p_1 - p_2}{L_c \rho_2 g}; \quad \bar{\rho} = \frac{\rho_1}{\rho_2}, \quad \bar{z} = \frac{z}{L_c}. \quad (9.4)$$

Запишем также

$$\bar{\eta} = \frac{\eta_{p_1}}{\eta_{p_2}}; \quad \bar{\tau}_0 = \frac{\tau_{01}}{\tau_{02}}; \quad a = \frac{4\tau_{02}}{R_2 \rho_2 g}, \quad (9.5)$$

где R_2 — радиус скважины.

Можно выделить следующие ситуации (рис. 9.8):

— случай I

$\bar{\tau}_0 > \frac{\Phi(0)}{\Phi(1)}$ — величина $(r_2 - r_1)$ уменьшается вдоль оси интервала L_c ;

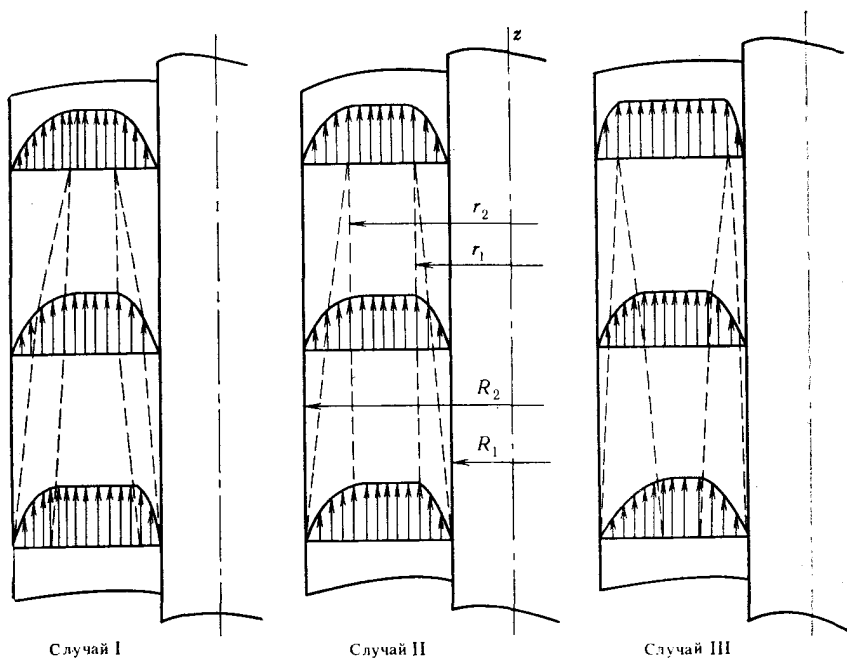


Рис. 9.8. Последовательное движение двух несмешивающихся вязкопластичных сред в концентричном кольцевом пространстве

— случай II

$$\bar{\tau}_0 = \frac{\Phi(0)}{\Phi(1)} - \text{величина } (r_2 - r_1) \text{ остается постоянной;}$$

— случай III

$$\bar{\tau}_0 < \frac{\Phi(0)}{\Phi(1)} - \text{величина } (r_2 - r_1) \text{ увеличивается.}$$

Решение задачи во всех трех случаях возможно только посредством численного интегрирования. Сформулируем лишь выводы из проведенных расчетов.

1. При одинаковых реологических характеристиках и плотностях увеличение предельного напряжения сдвига или (более обобщенно) параметра a приводит к некоторому уменьшению объема бурового раствора, оставшегося невытесненным (см. рис. 9.7).

2. Если обе жидкости обладают одинаковыми реологическими характеристиками, эффективность вытеснения возрастает с увеличением отношения плотностей тампонажного и бурового растворов ($1/\rho$).

3. Если значения плотности и пластической вязкости двух

жидкостей равны ($\bar{\eta} = \bar{\rho} = 1$), коэффициент вытеснения будет тем выше, чем больше предельное напряжение сдвига тампонажного раствора τ_{02} превышает эту величину для бурового раствора τ_{01} (размер жесткого кольцевого ядра возрастает с расстоянием).

В турбулентном режиме вытеснение, как правило, бывает эффективнее, чем в ламинарном (рис. 9.9). Как и при режиме течения в виде жесткого ядра, это обусловлено более уплощенной формой профиля скорости, однако в отличие от течения в виде жесткого ядра турбулентное течение с точки зрения проявления седиментационных эффектов устойчивее и легче достигается. Для течения с жестким ядром необходимы очень низкие (менее 0,5 м/с) скорости восходящего потока, что приводит к недопустимо длительным операциям цементирования. Реализация такого режима течения допустима в неглубоких скважинах или при использовании небольших объемов тампонажного раствора.

Для турбулентного движения тампонажного раствора характерно следующее:

- вытеснение происходит тем лучше, чем выше степень турбулентности;

- при одном и том же значении критерия Re коэффициент вытеснения возрастает с увеличением вязкости тампонажного раствора;

- разжижение тампонажного раствора с целью увеличения критерия Re рекомендуется лишь в том случае, если предполагается турбулентный режим течения; чем меньше вязкость тампонажного раствора, тем вероятней каналообразование в нем;

- при одном и том же значении критерия Re коэффициент вытеснения возрастает с увеличением отношения ρ_2/ρ_1 .

Булатов и Уханов [5] установили корреляцию между коэф-

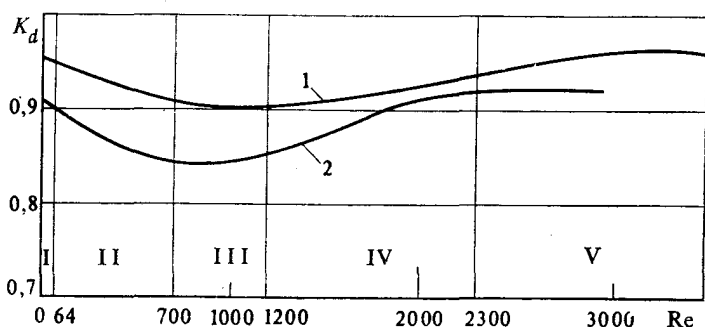


Рис. 9.9. Влияние режима течения на коэффициент вытеснения [5]:

I — вытеснение воды; 2 — вытеснение бурового раствора. Режим течения: I — поршневой; II — переходный к ламинарному; III — ламинарный; IV — переходный от ламинарного к турбулентному; V — турбулентный

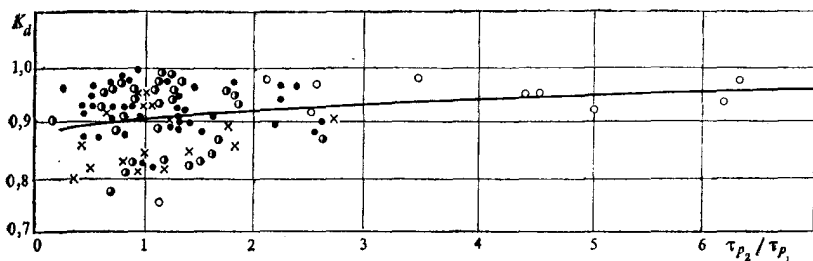


Рис. 9.10. Влияние отношения предельных напряжений сдвига для двух вязкопластичных сред на коэффициент вытеснения

коэффициентом вытеснения и отношением пристенных напряжений сдвига τ_{p2}/τ_{p1} (рис. 9.10).

$$\frac{\tau_{p2}}{\tau_{p1}} = \frac{\lambda_2 \rho_2}{\lambda_1 \rho_1} = \frac{\text{Re}_1^{n_1}}{\text{Re}_2^{n_2}} \frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{\rho_1}{\eta_{ef1}} \right)^{n_1} \left(\frac{\eta_{ef2}}{\rho_2} \right)^{n_2} \frac{\rho_2}{\rho_1}, \quad (9.6)$$

где λ — коэффициент гидравлического сопротивления; n_1 и n_2 — показатели степени, равные 1,0 в ламинарном режиме и 0,2—0,25 в турбулентном режиме; η_{ef} — эффективная вязкость.

Анализ последнего выражения позволяет выявить роль вязкости и плотности двух жидких сред в различных режимах течения.

1. Если обе жидкости текут ламинарно ($n_1 = n_2 = 1$), коэффициент вытеснения будет тем выше, чем больше отношение вязкостей тампонажного и бурового растворов. Отношение плотностей значительной роли не играет. Это подтверждают в своих работах также Росс [6], Гарвин и Слэгл [7] и др. Например, при использовании жидкости плотностью 1500 кг/м³ было достигнуто очень хорошее вытеснение другой жидкости плотностью 2160 кг/м³. Как правило, в случае вязких жидкостей эффект разности плотностей компенсируется другими, более важными факторами — вязкостью и предельным напряжением сдвига.

2. Если буровой раствор течет в турбулентном режиме ($n_1 = 0,2 \div 0,25$), а тампонажный раствор — в ламинарном ($n_2 = 1$), K_d можно увеличить повышением вязкости тампонажного раствора, снижением плотности бурового раствора или уменьшением скорости течения (увеличивается η_{ef2}).

3. Если тампонажный раствор находится в турбулентном режиме движения ($n_1 = 0,2 \div 0,25$), а буровой раствор — в ламинарном ($n_2 = 1$), то целесообразно повысить плотность тампонажного раствора и уменьшить вязкость бурового раствора; может возникнуть необходимость в увеличении скорости восходящего потока.

4. Когда обе жидкости текут в турбулентном режиме, соотношение плотностей ρ_2/ρ_1 имеет большое значение для эффек-

тивного вытеснения, а отношение вязкостей существенной роли не играет.

В скважинах (особенно наклонных) колонны обсадных труб находятся чаще всего эксцентрично, при этом условия вытеснения ухудшаются. Буровой раствор преимущественно вытесняется из более широкой части сечения кольцевого пространства, и отношение v_m/v_{\max} уменьшается. Если буровой раствор становится гелеобразным, а эксцентричность значительна (например, когда колонна лежит на стенке скважины), то в узких местах могут образоваться зоны с невытесненным буровым раствором.

Эту проблему исследовали Мак-Лин [8], Булатов [5], Измаилов [2] и др. По Мак-Лину, буровой раствор вытесняется из узких зазоров лишь в том случае, если отношение прочности гелей θ_2/θ_1 будет больше, чем отношение максимальной и минимальной ширины зазора между стенкой скважины и обсадной колонной. Разжижение тампонажного раствора с целью достижения турбулентного режима течения может иметь отрицательный эффект в эксцентричном кольцевом пространстве. Поперечные (радиальные) пульсации, развивающиеся при турбулентном течении тампонажного раствора, могут оказаться недостаточными для разрушения гелевой структуры бурового раствора в узких местах кольцевого пространства.

Наиболее известны следующие способы ликвидации застойных зон с гелеобразным буровым раствором: вращение и расхаживание обсадной колонны, применение центраторов и буферных жидкостей.

Из вышеизложенного следует, что для эффективного вытеснения буровой раствор должен иметь как можно меньшую вязкость и минимальную прочность геля. Если турбулентность тампонажного раствора обеспечена, разница плотностей ($\rho_2 - \rho_1$) должна быть не менее 200—300 кг/м³. В противном случае предпочтительнее использовать вязкий тампонажный раствор, плотность которого не играет значительной роли.

9.3. СМЫВ БУРОВОГО РАСТВОРА СО СТЕНОК СКВАЖИНЫ

К моменту подхода тампонажного раствора к конечному участку рассматриваемого интервала на стенках ствола и обсадных труб остается слой бурового раствора, толщина которого меняется от нуля в начале интервала до максимума на конечном участке.

Если оба раствора являются вязкопластичными, то первыми достигают конца интервала частицы, находящиеся в жестком кольцевом ядре. Слой, остающийся на стенках, как показано на рис. 9.8, находится между пунктирными линиями и стенками кольцевого пространства. Коэффициент доотмыва K_s можно определить таким образом:

$$K_s = \frac{A_t - A_s}{A_t} = 1 - \frac{2\Delta}{R_2 - R_1}, \quad (9.7)$$

где A_t — площадь поперечного сечения кольцевого пространства; A_s — площадь поперечного сечения, занимаемого невытесненным буровым раствором, толщина которого считается неизменной по длине; R_2 и R_1 — радиус скважины и колонны соответственно.

Коэффициент K_s зависит от времени и длины цементируемого интервала; его можно определить, если известно уравнение поверхности раздела между двумя растворами.

С многочисленными упрощениями эту задачу решали Булатов и Уханов [9], а также Мирзаджанзаде [3, 4]. Остановимся лишь на некоторых теоретических выводах, относящихся к несмешиваемым жидкостям.

Раствор, оставшийся на стенках ствола, смывается лишь в том случае, если течение поддерживается и после завершения первой фазы вытеснения. Теоретически при ламинарном режиме в отсутствие взаимодействия между фазами полное удаление раствора может быть достигнуто только при условии, что время течения бесконечно, поскольку вблизи стенок скорость очень низкая, близка к нулю. Для достижения на конечном участке достаточно высокого значения коэффициента K_s (например, 95 %) необходимо прокачать такой объем вытесняющей жидкости, который может в несколько раз превышать объем цементируемого интервала [9]. Закачиваемый объем и время, необходимое для достижения заданного значения коэффициента доотмыва, зависят от тех же факторов, которые определяют коэффициент вытеснения на первой фазе процесса.

Таким образом, закачиваемый объем (или время) уменьшается с увеличением соотношения τ_{02}/τ_{01} . С точки зрения эффективности вытеснения вязкопластичные жидкости предпочтительнее вязких.

С увеличением значения числа Re это время уменьшается. Чем больше длина интервала цементирования, тем больший объем вытесняющей жидкости необходимо прокачать через конечный участок этого интервала.

Продолжительность доотмыва сокращается с уменьшением отношений η_{r2}/η_{r1} и ρ_2/ρ_1 , но для ускорения очистки от бурового раствора понижение его вязкости по сравнению с вязкостью тампонажного раствора считается более эффективным, чем снижение плотности.

На практике, в связи с молекулярной и конвективной диффузией на границе раздела между двумя жидкостями, происходят массоперенос и некоторое перемешивание этих жидкостей, что способствует увлечению оставшегося бурового раствора.

При течении вязких жидкостей молекулярная диффузия не играет столь значительной роли. Однако, как известно, даже при значениях числа Re ниже критического в зонах высоких градиентов скорости возникают вихревые потоки, которые перемещаются к центру канала течения, где и рассеиваются.

В данном случае из-за разницы поверхностного натяжения вихри образуются и на поверхности раздела двух жидкостей. Они вызывают массоперенос конвективного характера даже при ламинарном режиме течения.

С увеличением средней скорости течения, хотя время контакта между двумя средами сокращается, роль молекулярной диффузии остается несущественной, а интенсификация процесса конвективной диффузии приводит к повышению степени перемешивания. Наличие в одной и той же зоне ствола скважины двух сред с различными характеристиками и неравномерность проходного сечения канала затрудняют определение средней скорости, при которой достигается устойчивая турбулентность. В этом заключается одна из причин, объясняющих отсутствие в многочисленных экспериментах существенного изменения коэффициента доотмыва при определенной скорости движения или некотором значении критерия Re (рис. 9.11).

Для повышения коэффициента доотмыва бурового раствора, а также его вытеснения из зон расширения ствола скважины рекомендуется применять турбулизаторы, укрепляемые на обсадной колонне (обычно рядом с центраторами) в пределах интервала, который предстоит изолировать. Турбулизатор — это муфта, к которой в несколько рядов приварены спиральные лопасти с углом наклона $30-50^\circ$, длина которых достигает 40 % радиального зазора между колонной и стенкой скважины.

Для удовлетворительного удаления бурового раствора необходимо обеспечить определенный минимум времени контактирования с тампонажным раствором (т. е. длительность прохождения вытесняющей жидкости через рассматриваемую зону). Брайс и Холмс установили, что при прохождении тампонаж-

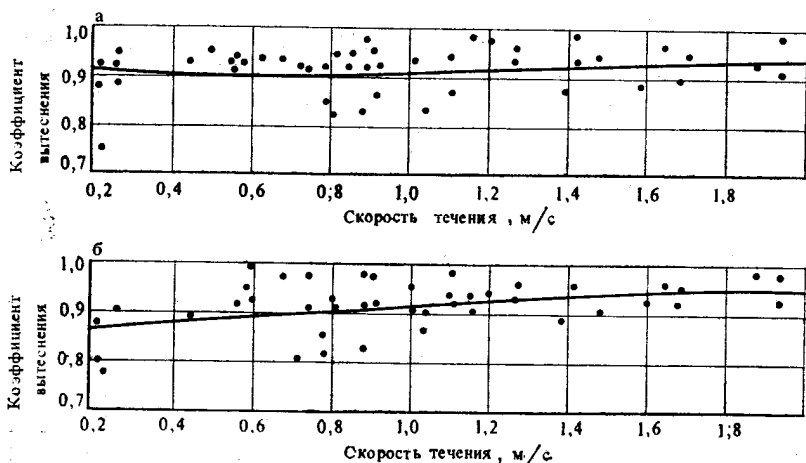


Рис. 9.11. Влияние режима течения на коэффициент вытеснения [11]:

а — вытеснение бурового раствора тампонажным ($\rho_2 > \rho_1$); б — вытеснение тампонажного раствора буровым ($\rho_2 < \rho_1$)

ного раствора при турбулентном режиме его течения через определенный интервал ствола в течение 10 мин и более после цементирования осложнений не происходит.

Одна из возможностей увеличения этого периода времени (к ней иногда прибегают на практике) заключается в использовании большего объема тампонажного раствора, чем требуется; по возможности это должна быть сравнительно дешевая смесь (цементный раствор с золой, шлаком или песком), способная хорошо вытеснять буровой раствор. При цементировании всей колонны ее можно удалить из скважины.

9.4. СМЕШЕНИЕ ТАМПОНАЖНОГО И БУРОВОГО РАСТВОРОВ В ЗОНЕ КОНТАКТИРОВАНИЯ

Если тампонажный раствор в кольцевом пространстве непосредственно контактирует с буровым раствором, то происходят массообменные процессы, сопровождающиеся химическим взаимодействием. В присутствии ионов кальция, источником которых является цемент, бентонитовые буровые растворы коагулируют и смесь может стать очень вязкой, что приведет к повышению давления нагнетания и создаст опасность разрыва пластов и поглощения раствора в процессе цементирования. Кроме того, образующаяся глиноцементная смесь приводит к уменьшению высоты, в пределах которой цементный камень оказывается достаточно прочным и герметичным.

Назаров [11] установил, что в скважине глубиной 1300 м длина зоны смешения равна 150 м, а по расчетам Шишова и др. [12] она может достигать 20 % высоты цементируемой части заколонного пространства. Согласно экспериментам, проведенным Ашрафьяном и Булатовым [9], в отсутствие буферной жидкости, предупреждающей коагуляцию, давление нагнетания увеличивается на 40—80 %, а объем зоны смешения изменяется от 33 до 75 % объема закачанного тампонажного раствора. Простой способ контрольного определения длины этой зоны заключается в замерах изменения плотности и вязкости выходящей из скважины смеси бурового и тампонажного растворов при цементировании колонны до поверхности.

Для эффективного цементирования (достигаемого посредством полного вытеснения бурового раствора в течение определенного периода времени и обеспечения надежного контакта цементного камня со стенками труб и ствола) необходимы минимальная продольная диффузия растворов на фазе вытеснения и интенсивное радиальное перемешивание их на фазе доотмыва.

Если через Q обозначить объем вещества, пересекающего поверхность раздела S за период времени t , то

$$Q = DS(t) \frac{dc}{dn}, \quad (9.8)$$

где D — коэффициент диффузии; dc/dn — градиент концентрации по нормали к поверхности S .

Коэффициент D равен сумме коэффициентов молекулярной D_m и турбулентной D_t диффузий. Для вязких жидкостей D_m определяется по формуле Стокса — Эйнштейна:

$$D_m = \frac{KT}{6\pi r_m M}, \quad (9.9)$$

где K — константа Больцмана ($1,38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К); T — абсолютная температура; r_m — радиус молекулы; M — молекулярная масса.

Поскольку размеры частиц буровых и тампонажных растворов довольно велики и между ними происходят химические взаимодействия, по сравнению с турбулентной молекулярная диффузия пренебрежимо мала.

Для определения коэффициента турбулентной диффузии можно воспользоваться формулой Тейлора

$$D_t = 10,11 \frac{d}{2} \frac{v_m}{2} \sqrt{\frac{\lambda}{2}}, \quad (9.10)$$

где d — диаметр трубы; v_m — средняя скорость течения; λ — коэффициент гидравлического сопротивления.

Уханов [9] предлагает такое соотношение:

$$D_t = 0,09\lambda^{0,429} \frac{v_m h}{\sqrt{\text{Re}_m}}, \quad (9.11)$$

где h — радиус трубы или половина расстояния между стенками канала течения; Re_m — среднее значение критерия Рейнольдса для двух жидкостей (в случае вязкопластичных жидкостей Re заменяется Re^*).

Поскольку коэффициент λ при турбулентном режиме течения меняется незначительно с ростом Re , изменение коэффициента диффузии обусловлено прежде всего средней скоростью течения.

В результате теоретических и экспериментальных исследований [4, 9, 12] были сделаны, в частности, такие выводы:

— при турбулентном режиме течения перемешивание происходит более интенсивно, чем при ламинарном режиме;

— поверхность раздела при турбулентном течении меньше, чем при ламинарном; следовательно, продольное перемешивание менее существенно;

— с увеличением скорости движения жидкости возрастает и коэффициент диффузии D_t , но сокращается время контакта; существует оптимальная скорость, при которой достигается максимальное вытеснение;

— длина зоны смешения возрастает с увеличением отношений η_1/η_2 и ρ_1/ρ_2 ;

— объем смеси оказывается очень большим, если колонна обсадных труб расположена эксцентрично.

Посредством интегрирования уравнения диффузии для осесимметричного течения в работах [5, 9, 12] доказано, что объем смеси

$$V_m = \frac{4z}{\sqrt{\text{Pe}}} V_p, \quad (9.12)$$

где z — аргумент интеграла вероятностей

$$\Phi(z) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-z^2} dz; \quad (9.13)$$

Pe — число Пекле

$$\text{Pe} = \frac{v_m H_c}{D_t}; \quad (9.14)$$

H_c — длина цементируемого интервала; V_p — объем цементируемого интервала.

Концентрация тампонажного раствора в буровом растворе

$$c = \frac{1}{2} [1 - \Phi(z)]. \quad (9.15)$$

Шишов и др. установили экспериментальным путем соотношение между критериями Pe и Re_m^* (рис. 9.12). Можно заметить, что для Re_m^* в пределах 1000—5000 значения Pe меняются незначительно. Было также установлено, что влияние разницы плотностей двух жидких сред незначительно.

Длина зоны смеси с концентрацией от c_1 до c_2

$$l_{am} = \frac{2(z_2 - z_1)}{\sqrt{\text{Pe}}} H_c. \quad (9.16)$$

При $c_1 = 0,99$ и $c_2 = 0,01$ найдем

$$l_{am} = \frac{6,58}{\sqrt{\text{Pe}}} H_c. \quad (9.17)$$

Предполагалось, что перемешивание происходит только в кольцевом пространстве.

Высота столба бурового раствора, в который вследствие диффузии проник цемент в концентрации 0,05—0,40, имеет вид

$$l'_{am} = \frac{1,96}{\sqrt{\text{Pe}}} H_c. \quad (9.18)$$

Знание реологических характеристик образовавшейся смеси позволяет определить дополнительное давление при цементировании.

Представляет интерес также определение объема тампонажного раствора, который вследствие загрязнения буровым раствором уже не может схватиться или имеет неудовлетворитель-

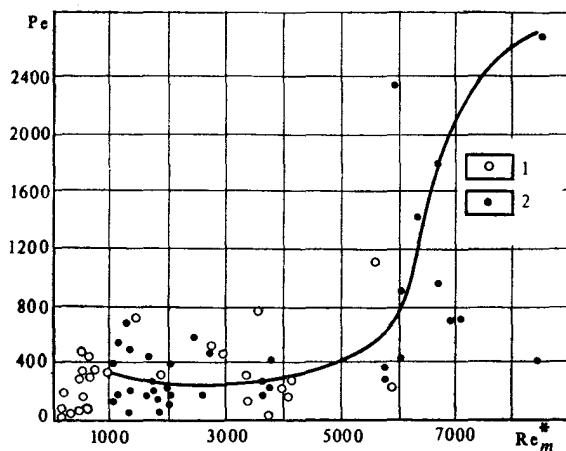


Рис. 9.12. Корреляция между числом Пекле и средним значением числа Рейнольдса [12]:

1 — вытеснение бурового раствора тампонажным и наоборот; 2 — вытеснение одного бурового раствора другим

ные характеристики. Принято считать, что при концентрации бурового раствора более 0,4 тампонажный раствор уже не затвердевает. Искомый объем вычисляется с помощью уравнения

$$V_p^* = \frac{\theta_{z_2} - \theta_{z_1}}{\sqrt{Pe}} V_p, \quad (9.19)$$

где

$$\theta(z) = z [1 + \Phi(z)] + \frac{1}{\sqrt{\pi}} e^{-z^2}. \quad (9.20)$$

Для концентраций тампонажного раствора в смеси от 0,01 до 0,60 уравнение (9.19) примет вид

$$V_p^* = \frac{2,88}{\sqrt{Pe}} V_p. \quad (9.21)$$

Из рис. 9.12 найдем, что при Re_m^* от 1000 до 5000 $Pe = 200 \div 400$; следовательно,

$$l_{am} = (0,33 - 0,46) H_c;$$

$$l'_{am} = (0,10 - 0,14) H_c;$$

$$V_p^* = (0,14 - 0,20) V_p.$$

Пример 9.1. Колонна обсадных труб диаметром 140 мм спущена в 200 мм ствол скважины. Длина цементируемого интервала $H_c = 1500$ м, скорость восходящего потока $v_m = 2$ м/с. Характеристики бурового раствора: $\rho_1 = 1250$ кг/м³, $\eta_{p1} = 20$ мПа·с и $\tau_{o1} = 6$ Па, а цементного раствора: $\rho_2 = 1800$ кг/м³, $\eta_{p2} = 45$ мПа·с и $\tau_{o2} = 12$ Па.

Необходимо определить:

- а) длину зоны смеси с концентрацией тампонажного раствора 0,01—0,99;
 б) объем тампонажного раствора, который не может схватиться.

Решение

А. Используя уравнение (4.210), получим

$$Re_1^* = \frac{v_m (D_2 - D_1) \rho_1}{\eta_{p1} + \frac{1}{6} \frac{\tau_{01} (D_2 - D_1)}{v_m}};$$

$$Re_1^* = \frac{2 (0,20 - 0,14) \cdot 1250}{20 \cdot 10^{-3} + \frac{6 (0,20 - 0,14)}{6 \cdot 2}} = 3000;$$

$$Re_2^* = \frac{2 (0,20 - 0,14) \cdot 1800}{45 \cdot 10^{-3} + \frac{12 (0,20 - 0,14)}{6 \cdot 2}} = 2057;$$

$$Re_m^* = \frac{3000 + 2057}{2} = 2528;$$

Из графиков (см. рис. 9.12) определим, что $Re \approx 300$.
 Длина зоны смеси

$$l_{am} = \frac{6,58 \cdot 1500}{\sqrt{300}} \approx 570 \text{ м.}$$

В конце операции цементирования выше и ниже условной границы раздела тампонажного и бурового растворов в кольцевом пространстве будут находиться зоны смеси протяженностью 285 м.

Б. Объем тампонажного раствора в кольцевом пространстве

$$V_p = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) H_c;$$

$$V_p = \frac{3,14}{4} (0,20^2 - 0,14^2) \cdot 1500 = 24 \text{ м}^3.$$

Объем тампонажного раствора, загрязненного буровым в концентрации 0,40—0,99,

$$V_p^* = \frac{2,88}{\sqrt{300}} \cdot 24 \approx 4 \text{ м}^3.$$

Длина интервала, занятого таким раствором, вычисляется с помощью уравнения (9.16) при $z_2(0,01) = 1,64$ и $z_1(0,60) = -0,18$:

$$l_{am}^* = \frac{2 (1,64 + 0,18)}{\sqrt{300}} \cdot 1500 = 315 \text{ м.}$$

Верхняя точка этого интервала совпадает с верхней отметкой интервала l_{am} . Таким образом, на расстоянии 30 м ($315 - 285 = 30$ м) ниже теоретического уровня раздела сред тампонажный раствор схватываться не будет, а еще на расстоянии нескольких десятков или даже сотен метров образовавшийся цементный камень будет непрочным.

Например, если предельно допустимая концентрация бурового раствора в тампонажном 0,50, тогда высота столба тампонажного раствора с концентрацией 0,50—0,95

$$l = \frac{2 [z(0,50) - z(0,95)]}{\sqrt{Pe}} H_c;$$

$$l = \frac{2 [0 - (1,16)]}{\sqrt{300}} \cdot 1500 \approx 200 \text{ м.}$$

9.5. БУФЕРНЫЕ ЖИДКОСТИ

Один из путей улучшения качества цементирования обсадных колонн заключается в размещении между буровым и тампонажным растворами третьей жидкости в качестве разделительной пробки. Этим преследуются следующие цели:

- предупреждение загрязнения бурового и тампонажного растворов на их границе раздела, а также недопущение образования вязких труднопрокачиваемых смесей;

- разжижение бурового раствора, особенно загущенного, в сужениях кольцевого пространства и в кавернах;

- обеспечение турбулентности течения при умеренных скоростях циркуляции;

- смыл кольматационной корки со стенок скважины и бурового раствора, оставшегося на внешней поверхности обсадных труб, для улучшения контакта цементного камня с породой и обсадной колонной.

Как правило, протяженность интервала ствола, заполненного буферной жидкостью, составляет 100—300 м.

Различные типы буферных жидкостей, инертных или активных в химическом отношении, в той или иной мере удовлетворяют перечисленным требованиям. Однако все они должны быть совместимы с буровым и тампонажным растворами, чтобы не образовывались зоны слишком высокой вязкости, не изменялось время прокачиваемости, а также чтобы тампонажный раствор не терял седиментационной устойчивости и прочности цементного камня. Их выбор обуславливается следующими факторами: характеристиками бурового и тампонажного растворов, наличием зон поглощения и неустойчивых, склонных к набуханию пластов.

Приведем краткое описание основных типов буферных жидкостей [2, 4, 5, 9, 10, 13—22].

1. Техническая вода. Это самая дешевая и наиболее доступная буферная жидкость, используемая в объеме от 3 до 15 м³. Она предотвращает коагуляцию бурового раствора в зоне контакта и снижает его вязкость; обладает большей, чем у тампонажного раствора, отмывающей способностью благодаря эффекту разжижения и возникновению турбулентности даже при относительно низких скоростях течения. Эффективность доотмыва бурового раствора возрастает с увеличением длительно-

сти воздействия турбулентного потока воды. Считается, что минимальная продолжительность контактирования составляет 7—10 мин. Высота столба воды, однако, ограничивается ввиду опасности уменьшения гидростатического давления на пласты, содержащие флюиды под давлением.

В качестве буферной жидкости воду рекомендуется применять только в интервале устойчивых пород, которые не набухают и не растворяются в ней.

2. Солевые растворы. Обладая большей, чем у воды, плотностью, они способствуют увлечению бурового раствора и допускают возможность использования в больших объемах без риска опасного уменьшения гидростатического давления. Широко применяются при разобщении пластов, содержащих минерализованную воду, а также если используются буровые и тампонажные растворы, приготовленные на минерализованной воде.

В качестве буферных жидкостей применяются водные растворы хлорида натрия ($\rho=1000\div1200$ кг/м³), хлорида кальция ($\rho=1000\div1400$ кг/м³), хлорида цинка ($\rho=1000\div1550$ кг/м³), хлорида железа ($\rho=1000\div1500$ кг/м³) и сульфата железа ($\rho=1000\div1610$ кг/м³).

При необходимости разделения пресноводных буровых и тампонажных растворов до и после буферной жидкости закачивается пресная вода (из расчета 10 % объема буферной жидкости).

3. Кислотные и щелочные растворы. Предназначены для удаления фильтрационной корки и гелеобразного бурового раствора из застойных зон, а также применяются в тех случаях, когда крайне важен хороший контакт цементного камня с породой и обсадной колонной, например когда продуктивные пласты находятся вблизи водоносных.

Используются водные растворы соляной кислоты (10—15 %), каустической соды (5 %), кальцинированной соды (5 %), сульфата алюминия (3—10 %), сульфата натрия или калия, гидроксида кальция и др. Выбор раствора определяется химической обработкой, которой подвергался вытесняемый буровой раствор. Кислотные и щелочные растворы должны содержать ингибитор коррозии, так как они агрессивны.

4. Утяжеленные жидкости. Рекомендуются для разделения буровых и тампонажных растворов повышенной плотности, а также в случаях, когда применение очень большого столба легкой жидкости чревато опасностью проявлений или обвалов.

Применяются, например, растворы полиакрилонитрила или гидролизованного полиакриламида, утяжеленные баритом. Таким образом, обеспечиваются плотности от 1400 до 2400 кг/м³.

5. Суспензии. Используются для смыва кольматационной корки значительной толщины и увлечения бурового раствора из каверн. К таким жидкостям относятся водные

растворы, приготовленные из пуццолана и перлита, цемента, кварцевого песка. Для стабилизации суспензий добавляют какой-нибудь полимер, обычно натриевую карбоксиметилцеллюлозу. Режим их течения должен быть турбулентным.

6. Нефть и нефтепродукты. Используются в основном для вытеснения буровых растворов на нефтяной основе и инвертных эмульсий. Как правило, первая часть буферной жидкости готовится из дизельного топлива с различными гидрофильными ПАВ, а вторая представляет собой солевой раствор, совместимый с тампонажным раствором.

Для вытеснения бурового раствора применяли также необработанную нефть. Благодаря большей вязкости она эффективнее, чем вода, вытесняет буровой раствор, однако прочность загрязненного нефтью цементного камня снижается в 2—3 раза, а время прокачиваемости увеличивается в 2—3 раза.

7. Вязкоупругие системы. Это водные растворы некоторых высокомолекулярных соединений. Вязкоупругие свойства позволяют им полностью заполнять сечение канала, через который они проходят (местные сопротивления, каверны); тем самым обеспечивается хорошее вытеснение бурового раствора из сужений или каверн. В то же время они сохраняют свою «целостность», не смешиваясь с разделяемыми жидкостями (рис. 9.13). Необходимый объем такой системы определяется

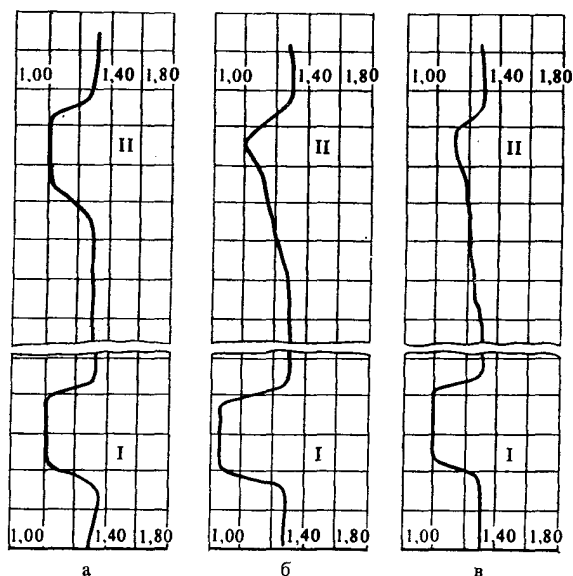


Рис. 9.13. Изменение плотности жидкостей, последовательно закачиваемых в скважину [4].

I — вход в скважину; II — выход из скважины.

Тип буферной жидкости: а — вязкоупругая; б — нефть; в — вода

из условия создания в кольцевом пространстве столба высотой 20—25 м, однако скорость восходящего потока не должна превышать 0,5—0,7 м/с.

В СССР применяется вязкоупругая жидкость плотностью 1000 кг/м³, приготовляемая по такому рецепту: 100 см³ 0,5 %-ного раствора полиакриламида, 10 см³ 2 %-ного водного раствора гексарезорциновой смолы и 2 см³ формалина в концентрации 37—40 %.

8. Комбинированные системы. Иногда это буферные системы, состоящие из двух или трех жидкостей различного действия. Например, закачка вязкоупругой жидкости непосредственно за буровым раствором обеспечивает хорошее его вытеснение. Затем закачивают вторую жидкость для увлечения еще не вытесненного бурового раствора или для удаления корки.

При течении в интервале высокопроницаемых пластов тампонажный раствор теряет часть содержащейся в нем воды, становится очень вязким и даже непрокачиваемым. В этом случае после разделительной пробки из воды или 6—10 %-ного коркоудаляющего раствора сульфата алюминия закачивается вязущая смесь, которая образует на стенках тонкую, но довольно прочную и обладающую адгезионными свойствами пленку. Такая смесь, применяемая в СССР, готовится по следующему рецепту: 1 м³ воды, 400 кг цемента, 100—200 кг глины, 10 кг КМЦ и 20 кг кальцинированной соды. Плотность смеси 1280—1300 кг/м³, а объем фильтрата 12—14 см³ за 30 мин [2].

Применяли также разделительные пробки, состоящие из трех порций: инвертной эмульсии, затем 15 %-ного раствора соляной кислоты, и, наконец, раствора хлоридов натрия, кальция или цинка повышенной плотности [9].

В качестве буферной жидкости можно применять даже разбавленный тампонажный раствор, который обеспечивал бы турбулентный режим течения. Если цементирование колонны ведется до устья, первая порция тампонажного раствора готовится с добавлением шлака, золы или песка и эта порция тампонажного раствора из скважины удаляется. Объем этих добавок может достигать 50 % объема цементируемого заколонного пространства.

В табл. 9.1 приведены основные типы буферных жидкостей и рекомендации по их применению (по Булатову [2]).

Для хорошего вытеснения бурового раствора необходимо, чтобы буферная жидкость обладала как можно большей плотностью и вязкостью. Однако для быстрого доотмыва и увлечения бурового раствора (вторая фаза) предполагается, помимо длительного действия касательных напряжений на поверхностях раздела, интенсивный радиальный массообмен. Последнему способствуют высокие градиенты концентрации, пониженные вязкость и плотность, а также высокий уровень развития турбулентности.

Таблица 9.1

Геолого-технические условия	Буферные жидкости									
	Химически инертные						Химически активные			
	Вода	Нефтепродукты	Утяжеленные жидкости на основе полимеров	Аэрированные жидкости	Вязкоупругие жидкости	Суспензии	Кислотные растворы	Смеси с пониженной фильтрацией	Солевые растворы	Комбинированные жидкости
Устойчивые породы, невосприимчивые к воде	××								++	
Буровые растворы на основе нефтепродуктов		++								
Пласты с высоким давлением			××						++	
Неустойчивые пласты, расположенные к обвалам			++		+			×		
Карбонатные нефтеносные пласты, граничащие с водоносными	++						××			
Скважины наклонные с квернзным стволом					×	×			++	
Зоны потери циркуляции в отсутствие пластов с высоким давлением				××	+					×

Примечание. +++ — нетермостойкие и термостойкие буферные жидкости.
 ××× — предпочтительные.

Решение заключается в применении комбинированной разделительной пробки: первая ее часть должна состоять из вязкой (иногда вязкоупругой) жидкости, а вторая — какого-либо раствора с пониженной вязкостью.

Как правило, эффективность буферной жидкости определяется второй, гораздо более длительной фазой удаления бурового раствора с поверхностей, ограничивающих кольцевое пространство.

Буферная жидкость является как вытесняющей, так и вытесняемой (тампонажным раствором) фазой. Поэтому рекомендуется, чтобы свойства буферной жидкости были промежуточными — между свойствами бурового и тампонажного растворов.

Если в составе буферной жидкости содержатся реагенты, оказывающие неблагоприятное влияние на тампонажный раствор (замедляют или ускоряют схватывание), то между ними помещают пробку из пресной воды или в первую порцию тампонажного раствора вводят вещества, нейтрализующие это нежелательное действие.

9.6. ДАВЛЕНИЕ В КОЛЬЦЕВОМ ПРОСТРАНСТВЕ ЦЕМЕНТИРУЕМОЙ ОБСАДНОЙ КОЛОННЫ

В тампонажном растворе, а затем и в образующемся в законном пространстве цементном камне происходят изменения давления, причины которых (а также их интенсивность и длительность проявления) необходимо знать по крайней мере для проектирования конструкции и скважины и предупреждения газо-, нефте- и водопровывлений через кольцевое пространство.

В предположении, что начальным статическим напряжением сдвига жидкостей, циркулирующих в кольцевом пространстве, можно пренебречь, давление в какой-то точке в момент прекращения циркуляции определяется уравнением

$$p = \rho_p g h_p + \rho_n g h_n, \quad (9.22)$$

где ρ_p и ρ_n — плотности тампонажного и бурового растворов соответственно; h_p и h_n — соответствующие высоты столба каждой жидкости.

Столб тампонажного раствора состоит из двух фаз: жидкой дисперсионной среды и диспергированных твердых частиц. Ввиду различия плотностей фаз система неустойчива. В процессе движения осаждению твердых частиц препятствуют силы трения в жидкой фазе. Вес твердой фазы воспринимается жидкой фазой, и на стенки передается давление

$$p = \frac{G_s + G_l}{A} = \rho_p g h_p, \quad (9.23)$$

где G_s и G_l — вес твердой и жидкой фаз соответственно; A — площадь поперечного сечения.

Когда суспензия находится в состоянии покоя, твердые частицы осаждаются, а их место занимает жидкая фаза. Вес твердой фазы передается частично на забой, а частично на стенки скважины и обсадной колонны благодаря образованию тиксотропной структуры. Если ρ_l — плотность жидкой среды, $G_1(t)$ — вес твердой фазы, передаваемый на забой скважины, $G_2(t)$ — вес твердых частиц, «зависших» на стенках вследствие образовавшейся тиксотропной структуры, то

$$p = \frac{G_s - [G_1(t) + G_2(t)]}{A} + h_p \rho_l g. \quad (9.24)$$

С течением времени все твердые частицы раствора подвергнутся процессу структурообразования, т. е. $G_1(t) + G_2(t) \rightarrow G_s$ и давление, передаваемое на стенки, практически сравняется с давлением жидкости в «порах» этой структуры. Если стенки непроницаемы, то это давление будет равным давлению столба дисперсионной среды. В присутствии проницаемых пластов оно становится равным поровому давлению в этих пластах.

Процессы седиментации и фильтрации характерны для любой суспензии, а скорость седиментации зависит от концентрации, разницы плотностей, размеров частиц, вязкости жидкой фазы, скорости формирования тиксотропной структуры и интенсивности фильтрации через стенки. В песчаных суспензиях, например, седиментация протекает очень быстро, а в бентонитовых длится месяцы или даже годы. Этот процесс ускоряется при фильтрации жидкой фазы через стенки скважины и может быть замедлен специальными коллоидными добавками.

Снижение давления в буровом или тампонажном растворе, оставленном в состоянии покоя, иногда коррелируется со структурными характеристиками, а точнее, со статическим напряжением сдвига θ , однако аргументация на этот счет остается спорной [1, 23—25].

В тампонажных растворах этот процесс завершается, как правило, перед их затвердеванием, т. е. в период, когда скелет цементного камня не достиг еще достаточной прочности [1, 25—27]. Однако снижение давления продолжается и дальше, что объясняется следующим. Известно, что при гидратации цемента происходит уменьшение объема образующегося цементного камня по сравнению с общим объемом исходных веществ. Для обычных портландцементов эта величина равна 5—10 см³/100 г цемента, однако процесс длителен. За первый месяц объем тампонажного раствора с водоцементным отношением 0,5 становится равным 50—60 % предельной величины.

В результате такой контракции после начала схватывания увеличивается объем пор и давление жидкости продолжает падать (рис. 9.14) вплоть до значений ниже атмосферного, если система полностью изолирована. В скважину может поступать

вода из кольматационной корки, невытесненного бурового раствора и даже из влажных пород. При контактировании с цементом происходит дегидратация трещин, через которые могут проникать флюиды из пластов. Если гидравлические сопротивления низки, а давление флюидов (особенно газов) высокое, последние через систему таких каналов могут достичь поверхности.

Вследствие седиментации в тампонажном растворе (в цементном камне) также образуется система восходящих каналов, через которые могут подниматься газы. Однако роль этих каналов представляется не столь значительной, и ее можно уменьшить добавлением бентонита или других органических коллоидов.

В заключение следует подчеркнуть, что давление в зацементированной части заколонного пространства становится равным давлению флюидов в порах прилегающих пластов и передается (благодаря проницаемости камня) до поверхности обсадных труб. В отсутствие проницаемых пластов давление падает ниже гидростатического, но со временем оно становится равным дав-

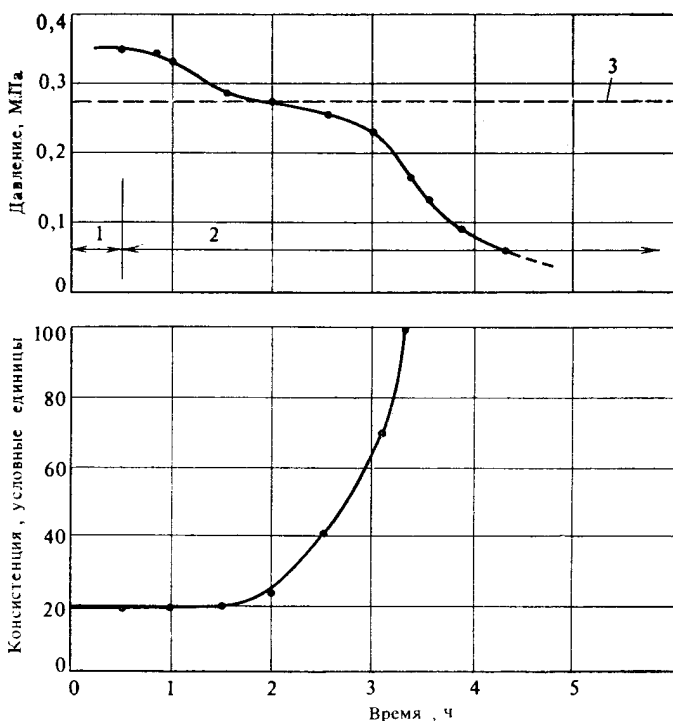


Рис. 9.14. Снижение давления в период ОЗЦ [26]:

1 — циркуляция; 2 — состояние покоя; 3 — давление, создаваемое столбом воды

лению флюидов, поступивших через цементный камень, систему трещин в корке или через невытесненный буровой раствор.

В действительности это поведение еще сложнее вследствие температурных изменений, релаксации пластов, неполного вытеснения бурового раствора, кривизны скважины и т. д.

На рис. 9.15 показано изменение давления в двух точках цементируемого заколонного пространства [28].

Были предложены различные способы предупреждения газопроявлений в заколонном пространстве. Они сводятся к тому, чтобы не допускать падения давления в кольцевом пространстве ниже порового давления окружающих пластов до начала схватывания цемента (рис. 9.16), и включают следующие операции:

- уменьшение высоты столба тампонажного раствора;
- регулирование с помощью замедлителей и ускорителей времени начала схватывания;
- создание на поверхности противодействия в заколонном пространстве;
- увеличение плотности бурового раствора над зоной цементирования;
- ступенчатое цементирование;
- увеличение плотности затворяющей воды, добавление в нее растворимых солей (как правило, хлорида натрия).

Быстрое падение давления в порах формирующегося твер-

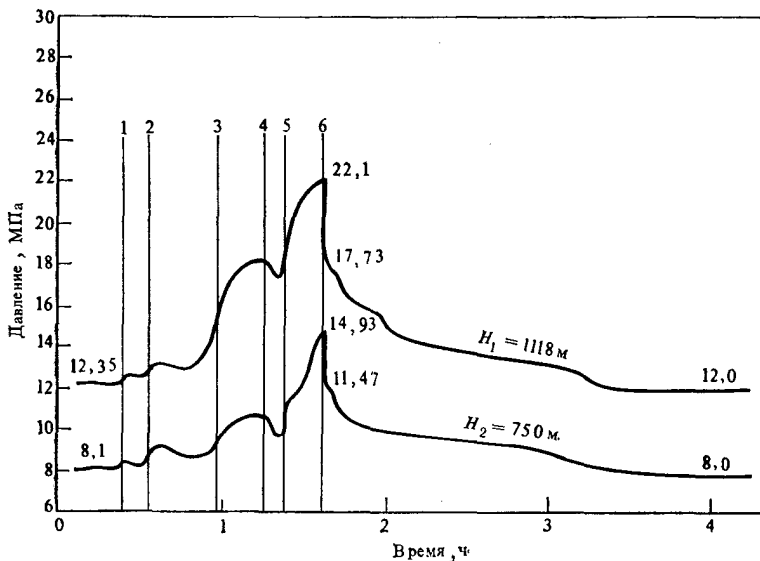


Рис. 9.15. Изменение давления в заколонном пространстве при цементировании скважины (время схватывания 7—13 ч, $H=1176 \text{ м}$, $\rho_n=1200 \text{ кг/м}^3$): 1 — начало нагнетания воды в качестве буферной жидкости; 2 — начало закачки геля-цемента ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$); 3 — начало закачки тампонажного раствора ($\rho=1860 \text{ кг/м}^3$); 4 — конец нагнетания тампонажного раствора; 5 — тампонажный раствор продавливаясь в кольцевое пространство; 6 — конец продавливания

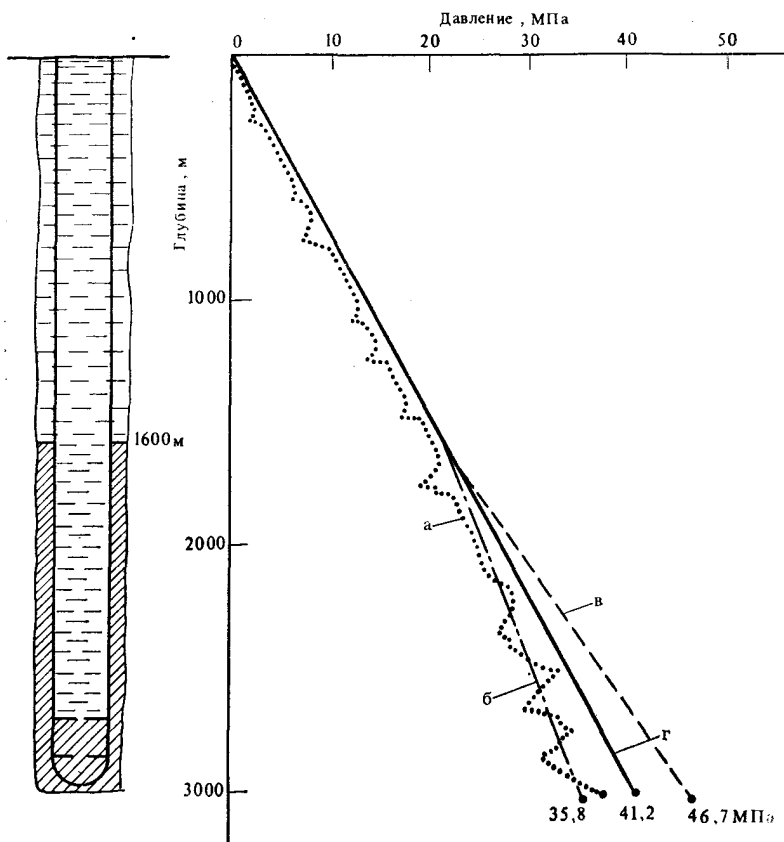


Рис. 9.16. Изменение давления в затрубном пространстве скважины до и после цементирования:

а — поровое давление в проницаемых пластах; *б* — давление столба воды, используемой для затворения тампонажного раствора ($\rho_a = 1000 \text{ кг/м}^3$); *в* — давление столба тампонажного раствора ($\rho_p = 1800 \text{ кг/м}^3$); *г* — давление столба бурового раствора ($\rho_n = 1400 \text{ кг/м}^3$)

дого скелета происходит из-за крайне низкой сжимаемости воды. Закачкой воздуха (благодаря его расширению) достигаются компенсация падения давления и даже временное его повышение. В этих целях были разработаны различные типы сжимаемых (аэрированных) тампонажных растворов [26, 27].

9.7. РАСЧЕТ ЦЕМЕНТИРОВАНИЯ ОБСАДНЫХ КОЛОНН

Для успешного цементирования обсадной колонны необходимо определить оптимальные параметры этой операции (особенно гидравлические): высоту подъема тампонажного раствора и метод цементирования, состав, плотность и реологические характеристики тампонажного раствора, объемы исполь-

зуемых материалов, тип и число цементируемых агрегатов, режим и длительность нагнетания в соответствии с типом и давлением пластовых флюидов, давлением разрыва пластов, подлежащих изоляции, и другими технико-геологическими условиями.

Ниже будут представлены некоторые рекомендации и уравнения для расчетов. Необходимо заметить, однако, что некоторые этапы процесса цементирования могут взаимно дополняться и изменяться, а многочисленные (в том числе и внезапно возникающие) факторы зачастую предопределяют необходимость расчета нескольких вариантов цементирования, из которых предстоит выбрать наиболее оптимальный.

1. Высота подъема тампонажного раствора. Кондуктор цементируется по всей длине в целях укрепления верхних неустойчивых пластов, перекрытия грунтовых вод и обеспечения достаточно прочной опоры для противовыбросовой арматуры и последующих колонн. В газовых скважинах часто цементируют до поверхности и остальные колонны. В нефтяных скважинах тампонажный раствор должен подниматься до отметок не менее чем на 200 м выше самого верхнего проницаемого пласта. В глубоких и геологоразведочных скважинах тампонажный раствор рекомендуется поднимать на 100—200 м выше башмака предыдущей колонны.

Большие перепады температур и давлений, возникающие в скважине после обвязки ее устья, иногда вызывают необходимость увеличения высоты цементируемого интервала во избежание потери устойчивости или прочности незацементированного участка обсадной колонны.

Газопроявления через кольцевое пространство говорят не в пользу большой высоты цементирования, однако есть другие доводы, согласно которым значительные интервалы цементирования имеют ряд преимуществ: увеличение несущей способности колонны, предотвращение ее коррозии, изоляция малоустойчивых пластов, уменьшение влияния перепадов температуры и давления и т. д.

2. Тип и свойства тампонажного раствора. Тип цемента и компонентный состав тампонажного раствора подбираются в зависимости от максимальной статической температуры, забойного гидростатического давления, агрессивности пластовых флюидов и других геолого-технологических факторов.

Что касается плотности тампонажного раствора ρ_p , для успешного вытеснения из кольцевого пространства бурового раствора плотностью ρ_n рекомендуется, чтобы

$$\rho_p \geq \rho_n + (100 \div 300) \text{ кг/м}^3. \quad (9.25)$$

При использовании вязких буровых и тампонажных растворов в условиях ламинарного режима течения, когда разница плотностей не играет значительной роли, допускаются меньшие

значения ρ_p . Если же оба раствора, особенно тампонажный, обладают пониженной вязкостью или режим движения турбулентный, то рекомендуются большие значения ρ_p .

Для предотвращения разрыва пласта (или раскрытия трещин в нем), находящегося на глубине H_s и имеющего давление гидроразрыва p_{fis} , необходимо соблюдать такое условие (рис. 9.17):

$$\rho_n g (H - H_c - h_t) + \rho_t g h_t + \rho_p g \times \\ \times (H_s + H_c - H) \leq p_{fis}, \quad (9.26)$$

откуда максимальная плотность тампонажного раствора

$$\rho_{p_{\max}} = \\ = \frac{p_{fis} - g [\rho_n (H - H_c) + (\rho_n - \rho_t) h_t]}{g (H_s + H_c + H)}. \quad (9.27)$$

Обозначения те же, что и на рисунке. Индекс t относится к характеристикам буферной жидкости.

Рекомендуется, чтобы

$$\rho_p \leq \rho_{p_{\max}} - 200 \text{ кг/м}^3, \quad (9.28)$$

поскольку в уравнении (9.26) не учитывались потери напора в кольцевом пространстве в интервале H_s .

Если облегчением тампонажного раствора до предела, ниже которого нарушается его седиментационная устойчивость или теряется прочность цементного камня, условие (9.28) не может быть выполнено, то рекомендуется цементирование в две степени.

После выбора типа и плотности тампонажного раствора с помощью добавок достигается выполнение и других условий, а именно: низкая контракция и пониженная фильтрационная способность, высокая седиментационная устойчивость, оптимальные реологические параметры для обеспечения эффективного вытеснения и т. п.

Без применения добавок плотность седиментационно-устойчивого и прокачиваемого тампонажного раствора лежит в пределах $\rho_p = 1750 \div 1900 \text{ кг/м}^3$.

3. Объем тампонажного раствора. Согласно рис. 9.17,

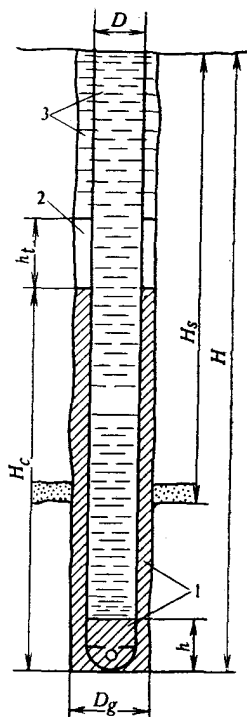


Рис. 9.17. Положение границ раздела растворов в скважине на завершающей стадии цементирования обсадной колонны:

1 — тампонажный раствор;
2 — буферная жидкость; 3 — буровой раствор

$$V_p = \frac{\pi}{4} [(D_g^2 - D^2) H_c + d^2 h], \quad (9.29)$$

где D_g — средний диаметр ствола скважины, определенный по кавернограмме перед спуском обсадной колонны; D — наружный диаметр обсадной колонны; d — внутренний диаметр нижнего участка; h — высота предохранительного кольца от башмака обсадной колонны.

По определению, коэффициент кавернозности

$$k_1 = D_g^2 / D_s^2, \quad (9.30)$$

где D_s — диаметр долота.

Коэффициент k_1 меняется в широких пределах (1,0—2,5).

Если диаметры ствола скважины или обсадной колонны изменяются по длине, то проводится суммирование расчетных объемов на одноразмерных участках.

4. Потребность в исходных материалах. Прежде всего необходимо знать удельные объемы для приготовления 1 м³ тампонажного раствора.

Если ограничиться рассмотрением простого водоцементного раствора плотностью ρ_p , то

$$q_c = \rho_c \frac{\rho_p - \rho_a}{\rho_c - \rho_a}; \quad (9.31)$$

единичный объем воды

$$v_a = \frac{\rho_c - \rho_a}{\rho_c - \rho_a}, \quad (9.32)$$

где ρ_c — плотность цементного порошка (3100—3200 кг/м³); ρ_a — плотность воды для приготовления раствора (1000 кг/м³ пресная вода или 1200 кг/м³ раствор, насыщенный хлоридом натрия).

Общий объем (масса):
цемента

$$m_c = k_2 q_c V_p; \quad (9.33)$$

воды

$$V_a = k_2 v_a V_p. \quad (9.34)$$

Коэффициент k_2 учитывает такие факторы, как потери тампонажного раствора в пласте, его смешение с буровым раствором (или с буферной жидкостью), возможные потери цемента или готового раствора в процессе приготовления; принимается, что $k_2 = 1,00 \div 1,10$, а иногда и больше.

5. Объем буферной жидкости

$$V_t = \frac{\pi}{4} (D_g^2 - D^2) h_s, \quad (9.35)$$

где высота столба буферной жидкости в кольцевом пространстве принимается равной 100—150 м (в отсутствие вероятности опасного падения гидростатического давления допускаются большие значения).

6. Объем вытесняемого бурового раствора

$$V_{nr} = k_3 \frac{\pi}{4} d_m^2 (H - h) + V_m, \quad (9.36)$$

где k_3 — коэффициент, учитывающий сжимаемость бурового раствора вследствие его газирования (аэрирования) и изменяющийся от 1,01 до 1,10 (для обычных растворов принимается равным 1,03); d_m — средний внутренний диаметр обсадной колонны; V_m — объем нагнетательного манифольда (при больших объемах бурового раствора им можно пренебречь).

7. Расход тампонажного раствора. Ранее уже отмечалось, что наиболее успешное вытеснение бурового раствора достигается при турбулентном течении тампонажного раствора. Поскольку коэффициент вытеснения возрастает с увеличением времени воздействия потока тампонажного раствора на стенки скважины, рекомендуется, чтобы скорость восходящего потока тампонажного не превышала критического значения.

Критическая скорость определяется по формулам, установленным в главе 4, в зависимости от реологических характеристик тампонажного раствора.

Расход

$$Q_{cr} = \frac{\pi}{4} (D_g^2 - D^2) v_{cr}. \quad (9.37)$$

Такой расход можно обеспечить, если давление в интервале пласта, имеющего минимальный градиент давления разрыва, не превышает допустимого значения или если давление нагнетания не выше паспортного давления цементировочных агрегатов и не ухудшается прочность цементного кольца. В противном случае расход придется уменьшить.

Поскольку тампонажные растворы обычно обладают большей вязкостью, чем буровые растворы, при скоростях, соответствующих началу турбулентного течения тампонажного раствора, режим течения буровых растворов и буферных жидкостей турбулентный.

8. Давление в циркуляционной системе. Наиболее важны давление нагнетания p_p и давление в кольцевом пространстве в интервале пласта, склонного к поглощению.

К гидростатическому давлению в определенной точке прибавляется сумма потерь давления в интервале от этой точки и до конца контура циркуляции. Ими нельзя пренебрегать, особенно в глубоких скважинах и в случае узких кольцевых каналов.

Положение двух или трех жидких сред с различными плотностями и реологическими свойствами меняется в процессе цементирования. Кроме того, реологические параметры зависят от температуры и давления в системе циркуляции, а параметры тампонажного раствора изменяются еще и во времени по мере гидратации цемента. Есть также ограничения, обусловленные такими факторами, как давление разрыва пластов и прочность цементного камня. Максимальное давление нагнетания к тому же сопряжено с уменьшением расхода, плотности, значений реологических параметров используемых растворов или с изменением самого способа цементирования.

Все это дает представление о сложности проблемы, решение которой возможно лишь при условии принятия некоторых упрощений.

Поскольку плотность бурового раствора меньше плотности тампонажного раствора, давление нагнетания в процессе цементирования иногда снижается до атмосферного и даже ниже. С момента поступления тампонажного раствора в кольцевое пространство давление в циркуляционной системе повышается и достигает максимального значения к концу периода цементирования. Если объем тампонажного раствора больше внутреннего объема колонны, минимальное давление достигается в момент, когда тампонажный раствор достигнет башмака колонны.

Такая картина соответствует действительной, если расход постоянен. Фактически же из-за изменений расхода распределение давления в стволе скважины намного сложнее. Предположим, что свойства растворов в процессе цементирования остаются неизменными, а поперечные размеры обсадной колонны и ствола скважины одинаковы по всей их длине.

В начале цементирования давление нагнетания должно преодолевать только гидравлические сопротивления в циркуляционной системе скважины, заполненной буровым раствором:

$$p_{p.in} = p_{in} + p_{cn} + p_{supl}. \quad (9.38)$$

С помощью уравнений из главы 4, в частности (4.246) и (4.247), можно определить

— потери напора, вызванные течением бурового раствора внутри обсадной колонны

$$\Delta p_{in} = \frac{8\lambda_{in}}{\pi^2 d^5} \rho_n H Q^2 = a_n H; \quad (9.39)$$

— потери давления в кольцевом пространстве

$$\Delta p_{en} = \frac{8\lambda_{en}}{\pi^2 (D_g - D)^3 (D_g + D)^2} \rho_n H Q^2 = b_n H. \quad (9.40)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления определяется с помощью уравнений из главы 4 в соответствии с принятой реологической моделью и реализуемым режимом течения.

Член p_{supl} в уравнении (9.38) представляет сумму дополнительных потерь давления в цементировочном манифольде, предохранительном кольце цементировочных пробок и в башмаке обсадной колонны, а также потерь давления на трение цементировочной пробки о стенки обсадных труб.

Давление в интервале пласта, склонного к поглощению

$$p_s = \rho_n g H_s + b_n H_s. \quad (9.41)$$

Сначала вычисляются p_p и p_s при критическом расходе и проверяются следующие условия:

$$p_s \leq p_{fis}; \quad (9.42)$$

$$p_p \leq p_c; \quad (9.43)$$

$$p_p \leq p_a, \quad (9.44)$$

где p_c — предельно допустимое давление внутри колонны; p_a — максимальное давление цементировочных агрегатов при расходе Q .

Если одно из этих условий не выполняется, расход при нагнетании жидкости в скважину снижается.

Минимальное давление нагнетания с момента поступления тампонажного раствора в кольцевое пространство (рис. 9.18)

$$\begin{aligned} p_{p \min} = & p_{in} + p_{ip} + p_{ep} + p_{et} + p_{en} + p_n g (H - h_t) + \rho_t g h_t - \rho_p g L_c - \\ & - \rho_n g (H - L_c) = a_n (H - L_c) + a_p L_c + b_t h_t + b_n (H - h_t) - \\ & - g (\rho_p - \rho_n) (L_c - h_t) - g (\rho_p - \rho_t) h_t, \end{aligned} \quad (9.45)$$

где L_c — высота столба тампонажного раствора внутри обсадной колонны.

$$L_c = \frac{V_p}{A_t} \approx H_c \frac{A_c}{A_t}; \quad (9.46)$$

A_c — площадь поперечного сечения кольцевого пространства; A_t — площадь внутреннего сечения колонны.

Если $V_p \geq H A_t$, то L_c будет равной H .

Коэффициенты a и b имеют значения, зависящие от характеристик тампонажного раствора и расхода.

Максимальное давление нагнетания в конце цементирования (см. рис. 9.17)

$$\begin{aligned} p_{p, \max} = & p_{in} + p_{ip} + p_{ep} + p_{et} + p_{en} + g (\rho_p - \rho_n) (H_c - h) + \\ & + (\rho_t - \rho_p) g h_t = a_n (H - h) + a_p h + b_p H_c + b_t h_t + b_n (H - H_c - h_t) + \\ & + g (\rho_p - \rho_n) (H_c - h) + g (\rho_t - \rho_n) h_t. \end{aligned} \quad (9.47)$$

Давление $p_{p, fin}$ может служить критерием выбора типа и числа цементировочных агрегатов. После выполнения первых двух условий (9.42), (9.43) посредством разжижения или облегчения тампонажного раствора либо уменьшения расхода до значения ниже критического из имеющихся агрегатов выбираются те,

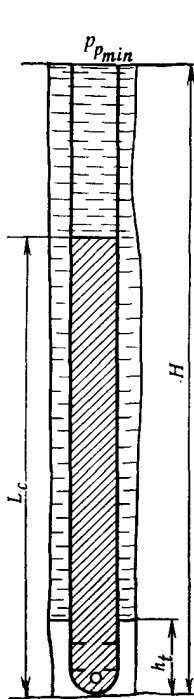


Рис. 9.18. Положение границ раздела растворов в момент подхода тампонажного раствора к башмаку обсадной колонны

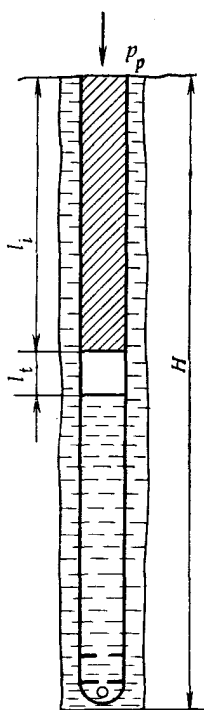


Рис. 9.19. Нагнетание тампонажного раствора: момент переключения цементировочных агрегатов с передачи i на передачу $(i+1)$

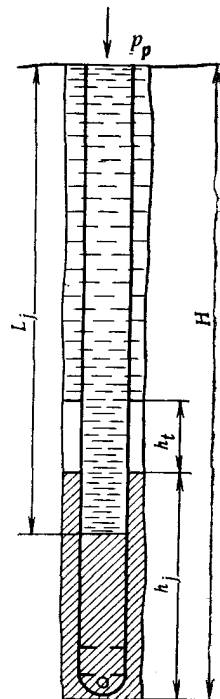


Рис. 9.20. Нагнетание продавочного бурового раствора: момент перехода с передачи j на передачу $(j-1)$

у которых максимально допустимое давление выше давления $p_{p, fin}$. Если же ни один из агрегатов не соответствует этому условию, то уменьшается расход (вязкость или плотность) или цементирование выполняется в две ступени.

Аналогичным образом можно определить давление на насосах или в некоторой точке скважины в любой момент времени при различных положениях в стволе скважины трех жидких сред.

Теперь, когда характеристики цементировочных агрегатов предполагаются известными, необходимо, чтобы давление нагнетания p_p всегда оставалось ниже максимально допустимого давления на насосах p_a при заданном расходе. Таким образом, условие (9.44) может быть использовано для определения оптимального расхода.

Как правило, весь объем тампонажного раствора закачивается на повышенных передачах цементировочных агрегатов.

В глубоких скважинах, заполненных утяжеленными или вязкими буровыми растворами, при цементировании колонн малого диаметра, в случае узких кольцевых зазоров, а также при наличии хвостовиков целесообразно работать на пониженных передачах, по крайней мере в первый период процесса цементирования (до перехода тампонажного раствора в кольцевое пространство иногда можно использовать меньшее число агрегатов, чем необходимо для обеспечения турбулентности в затрубном пространстве).

Предположим, что насосы цементиловочных агрегатов однотипные и имеют коробку передач, причем первая передача соответствует минимальному расходу и максимальному давлению.

Начальное давление $p_{p, in}$, соответствующее расходу, отвечающему условиям (9.42) и (9.43), но не более Q_{cr} , сопоставляется с допустимыми давлениями на различных передачах. Закачка начинается, как правило, с наибольшим расходом, для которого условие (9.44) еще удовлетворяется.

Пусть этой начальной передачей будет n_{in} , а $i \geq n_{in}$ — какая-то другая передача. Нас интересует объем раствора, нагнетаемый на i -й передаче. Обозначим через l_i высоту столба тампонажного раствора, созданного в скважине до момента перехода на следующую передачу ($i+1$) (рис. 9.19). Давление нагнетания

$$p_p = a_p l_i + a_t l_t + a_n (H - l_i - l_t) + b_n H + p_{supl} - (p_p - \rho_n) g l_i + (\rho_n - \rho_t) g l_t. \quad (9.48)$$

При $p_p = p_{a, i+1}$ и $Q = Q_{i+1}$ получим

$$l_i = \frac{(a_{n, i+1} + b_{n, i+1}) H + (a_{t, i+1} - a_{n, i+1}) l_t + (\rho_n - \rho_t) g l_t + p_{supl, i+1} - p_{a, i+1}}{g (p_p - \rho_n) - (a_{p, i+1} - a_{n, i+1})} \quad (9.49)$$

Объем тампонажного раствора, нагнетаемый на i -й передаче:

$$V_{p, i} = (l_i - l_{i-1}) A_i. \quad (9.50)$$

Когда тампонажный раствор достигает башмака, давление на агрегатах минимально. Пусть n_{max} — максимальная передача в этот момент. При переходе тампонажного раствора в кольцевое пространство давление нагнетания начинает возрастать; возникает необходимость уменьшения расхода путем перехода на меньшую передачу.

Обозначим через n_{fin} конечную передачу, на которой заканчивается операция цементирования. Вычислим объем продаваемого раствора, нагнетаемого на передаче j , когда $n_{max} \geq j \geq n_{fin}$. Предположим, что вытеснение тампонажного раствора уже началось (рис. 9.20).

Давление нагнетания

$$p_p = a_n L_j + a_p (H - L_j) + b_p (H - h_t - h_j) + b_t h_t + b_n h_j + p_{supl} - g (\rho_p - \rho_n) (H - h_t - h_j) - g (\rho_t - \rho_n) h_t. \quad (9.51)$$

С другой стороны, существует равенство

$$V_p = (H - L_j) A_t + (H - h_t - h_j) A_e. \quad (9.52)$$

Решая систему уравнений (9.51) и (9.52) при $p_p = p_{a, j}$ и $Q = Q_j$, получим

$$L_j = \frac{\rho_{a, j} - p_{supl, j} + c [g (\rho_p - \rho_n) + (b_{p, j} - b_{n, j})] + h_t [g (\rho_p - \rho_t) + (b_{p, j} - b_{t, j})] - H (a_{p, j} + b_{p, j})}{g (\rho_p - \rho_n) - (a_{p, j} - a_{n, j}) + \frac{A_t}{A_e} [g (\rho_p - \rho_n) + (b_{p, j} - b_{n, j})]}, \quad (9.53)$$

где

$$c = \frac{H (A_t + A_e) - V_p}{A_e} - h_t. \quad (9.54)$$

Объем бурового раствора, прокачиваемого на передаче j :

$$V_{n, j} = (L_j - L_{j+1}) A_t. \quad (9.55)$$

Изменение давления нагнетания представлено на рис. 9.21 и 9.22. В действительности изменение давления и расхода в процессе цементирования намного сложнее.

Помимо варьирования подачи агрегатов имеется также возможность изменения частоты вращения двигателей насосов, причем в довольно широких пределах. Кроме того, при цементировании часто используются цементировочные агрегаты с различными характеристиками расход — давление.

В последнее время промысловый раствор прокачивают буровыми насосами практически при постоянном расходе. При этом возникает проблема выбора размера втулок насосов, обеспечивающих нужный расход в пределах допустимого давления.

В попытке установить корреляционную связь между высотой подъема тампонажного раствора и расходом можно заметить, что принимаемый расход может быть обеспечен только до определенной высоты h_c подъема тампонажного раствора. Затем расход уменьшается из-за необходимости ограничения давления в кольцевом пространстве (рис. 9.23). Кривая AB соответствует следующей зависимости:

$$H_c = (H - H_s) + \frac{p_{fis} - H_s (\rho_n g + b_n) - h_t [g (\rho_t - \rho_n) + (b_t - b_n)]}{g (\rho_p - \rho_n) + (b_p - b_n)}, \quad (9.56)$$

приемлемой только при

$$p_{fis} > H_s (\rho_n g + b_n) + h_t [g (\rho_t - \rho_n) + (b_t - b_n)]. \quad (9.57)$$

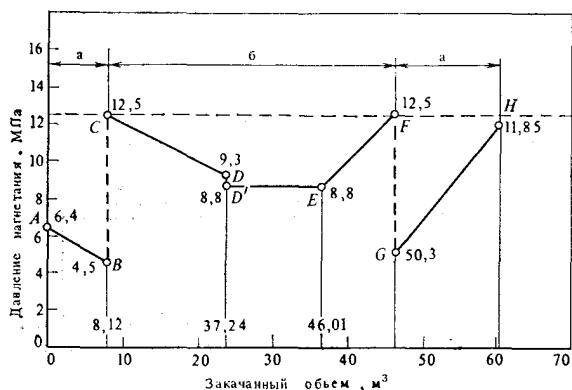


Рис. 9.21. Изменение давления нагнетания во время цементирования (см. пример 9.2) без учета давления разрыва пластов:

a — вторая передача; *b* — третья передача

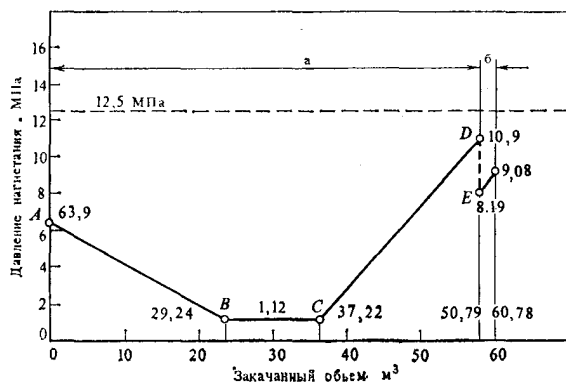


Рис. 9.22. Изменение давления нагнетания во время цементирования (см. пример 9.2) с учетом давления разрыва пластов:

a — вторая передача; *b* — первая передача

При расходах более Q_{\max} происходит гидроразрыв пласта.

9. Число применяемых цементировочных агрегатов. Подбирается таким образом, чтобы обеспечить турбулентный режим течения в кольцевом пространстве:

$$N_{ag} = Q_{cr}/q_{\max}, \quad (9.58)$$

где q_{\max} — подача цементировочных агрегатов при максимальной передаче n_{\max} (результат округляется в большую сторону).

К концу операции цементирования число агрегатов можно уменьшить.

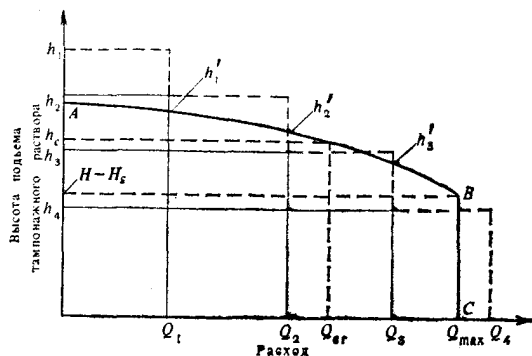


Рис. 9.23. Высота подъема тампонажного раствора в кольцевом пространстве при турбулентном режиме течения зависит от давления разрыва пластов и от номинального давления для цементируемых агрегатов

10. Число автоцистерн

$$N_c = m_c / m_{con}, \quad (9.59)$$

где m_{con} — вместимость одной автоцистерны (10 т).

1. Время цементирования

$$T_c = \sum_{i=n_{in}}^{i=n_{max}} \frac{V_{p,i}}{N_{aq} q_i} + \sum_{j=n_{max}}^{j=n_{fin}} \frac{V_{n,j}}{N_{aq} q_j} + (10 \div 20 \text{ мин}). \quad (9.60)$$

Дополнительные 10—20 мин даются на проведение вспомогательных операций до закачки продажного раствора (замена соединений, фильтров, ввод верхней цементирующей пробки).

Время прокачиваемости тампонажного раствора T_p регулируется таким образом, чтобы

$$1,20 T_c \leq T_p \leq T_c + (30 \div 40 \text{ мин}).$$

Пример 9.2. Произвести необходимые расчеты цементирования обсадной колонны внутренним диаметром 125 мм и наружным диаметром $D = 140$ мм, с толщиной стенки $t = 7,5$ мм в скважине глубиной 3000 м. В скважину спущена промежуточная колонна наружным диаметром 220 мм и средним внутренним диаметром $D_i = 201$ мм на глубину 1800 м; далее бурение велось долотами диаметром 187,3 мм. Коэффициент кавернозности $K_1 = 1,15$. Высота установки предохранительного кольца $h = 30$ м. Характеристики бурового раствора: $\rho_n = 1500 \text{ кг/м}^3$, $\eta_p = 24 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ и $\tau_0 = 6,5 \text{ Па}$. На глубине 1900 м находится пласт с коэффициентом гидроразрыва $k_f = 1,65$. Наличие столба буферной жидкости не учитывается.

Решение

Допустим, что весь открытый ствол скважины ниже башмака 220-мм колонны должен быть изолирован. Подъем тампонажного раствора должен быть обеспечен на высоту 200 м выше башмака этой колонны, т. е. $H_c = 1400$ м.

Согласно уравнению (9.25),

$$\rho_p \geq 1500 + 200 = 1700 \text{ кг/м}^3,$$

а из соотношений (9.27) и (9.28) при $h_i = 0$ следует

$$\rho_p \leq \frac{1,65 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 1900 - 9,81 \cdot 1500 (3000 - 1400)}{9,81 (1800 + 1400 - 3000)} - 200 = \\ = 2450 - 200 \approx 2250 \text{ кг/м}^3.$$

Выбирается раствор, приготовленный на основе воды и цемента S_2 , плотностью $\rho_p = 1800 \text{ кг/м}^3$ с реологическими характеристиками: $\eta_p = 46 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ и $\tau_0 = 14 \text{ Па}$ [использовалось уравнение (2.36)].

Средний диаметр ствола скважины

$$D_g = \sqrt{K_1} D_s; \quad D_g = 1,15 \cdot 187,3 \approx 0,201 \text{ м},$$

т. е. практически равен внутреннему диаметру промежуточной колонны.

Площади поперечных сечений колонны и кольцевого пространства:

$$A_i = \frac{3,14}{4} (0,140 - 2 \cdot 0,0075)^2 = 0,01227 \text{ м}^2;$$

$$A_c = \frac{3,14}{4} (0,201^2 - 0,140^2) = 0,01634 \text{ м}^2.$$

Объем тампонажного раствора

$$V_p = A_c H_c + A_i h; \quad V_p = 0,01634 \cdot 1400 + 0,01227 \cdot 30 = 23,24 \text{ м}^3.$$

Удельные объемы цемента и воды (предполагая $\rho_c = 3150 \text{ кг/м}^3$):

$$q_c = 3150 \frac{1800 - 1000}{3150 - 1000} = 1172 \text{ кг/м}^3;$$

$$v_a = \frac{3150 - 1800}{3150 - 1000} = 0,628 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем цемента при $K_2 = 1,05$

$$m_c = 1,05 \cdot 1172 \cdot 23,24 = 28\,600 \text{ кг}.$$

Объем воды

$$V_a = 1,05 \cdot 0,628 \cdot 23,24 = 15,32 \text{ м}^3.$$

Объем продажного раствора при коэффициенте запаса 1,03

$$V_{pr} = 1,03 \cdot 0,01227 (3000 - 30) = 1,03 \cdot 36,44 = 37,54 \text{ м}^3.$$

С помощью уравнения (4.145) определяется значение критерия Хедстрема для потока тампонажного раствора в затрубном пространстве

$$He = \frac{\tau_0 (D_g - D)^2 \rho_p}{\eta_p^2};$$

$$He = \frac{14 (0,201 - 0,140)^2 \cdot 1800}{46^2 \cdot 10^{-6}} = 44\,314.$$

Из рис. 4.20 находим критическое значение числа Рейнольдса $Re_c = 5250$. Из уравнения (4.143) следует

$$v_{cr} = \frac{\eta_p Re_c}{\rho_p (D_g - D)};$$

$$v_{cr} = \frac{46 \cdot 10^{-3} \cdot 5250}{1800 (0,201 - 0,140)} = 2,20 \text{ м/с.}$$

Очень близкое значение v_{cr} получается и при расчете с помощью приближенного уравнения (4.190) при $c=25$:

$$v_{cr} = c \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho_p}}; \quad v_{cr} = 25 \sqrt{\frac{14}{1800}} = 2,20 \text{ м/с.}$$

Критический расход

$$Q_{cr} = A_c v_{cr}; \quad Q_{cr} = 0,01634 \cdot 2,20 = 0,03595 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Предполагается использование агрегатов АЦ-500 с плунжерами диаметром 100 мм. Они имеют трехступенчатую коробку передач (табл. 9.2). Объемный к. п. д. $\eta_v = 0,9$.

Если принять, что вытеснение тампонажного раствора в кольцевом пространстве будет производиться на третьей передаче, число агрегатов, необходимое для реализации турбулентного режима течения в кольцевом пространстве,

$$N_{ag} = 36/13,27 = 2,72 \approx 3 \text{ агрегата.}$$

В табл. 9.2 приведены также результаты расчетов подачи всех трех цементировочных агрегатов, а также значения коэффициентов a_n , b_n , a_p и b_p для каждой передачи. Были использованы уравнения из главы 4 (для проверки расчетов в таблицу внесены и некоторые промежуточные результаты).

Например, закачка бурового раствора осуществляется тремя агрегатами на первой передаче, т. е. средняя скорость течения внутри колонны

$$v_m = \frac{Q}{A_i} = \frac{13,86 \cdot 10^{-3}}{0,01227} = 1,13 \text{ м/с.}$$

Для бурового раствора из уравнений (4.48) и (4.49) получим

$$Re = \frac{v_m d \rho_n}{\eta_p} = \frac{1,13 \cdot 0,125 \cdot 1500}{24 \cdot 10^{-3}} = 8828;$$

$$Bi = \frac{\tau_0 d}{v_m \eta_p} = \frac{6,5 \cdot 0,125}{1,13 \cdot 24 \cdot 10^{-3}} = 29,96 \approx 30.$$

Из рис. 4.4 найдем, что $\lambda = 0,040$. Отсюда

$$a_n = \frac{\lambda v_m^2}{2d} \rho_n = \frac{0,040 \cdot 1,13^2}{2 \cdot 0,125} 1500 = 306 \text{ Па/м.}$$

Аналогичным образом были рассчитаны и остальные значения.

Таблица 9.2

Передача агрегата		—	1		2		3	
Подача агрегата		л/с	4,62		8,53		13,27	
Максимальное давление		МПа	35,5		19,5		12,5	
Суммарный расход		л/с	13,86		25,59		39,81	
Проходное сечение		—	Обсадная колонна	Кольцевое пространство	Обсадная колонна	Кольцевое пространство	Обсадная колонна	Кольцевое пространство
Скорость течения		м/с	1,130	0,848	2,086	1,566	3,244	2,436
Буровой раствор	Re	—	8828	3233	16 297	5970	25 343	9287
	Bi	—	30,0	19,5	16,2	10,5	10,4	6,8
	λ	—	0,040	0,096	0,024	0,036	0,023	0,031
	a_n	Па/м	306	—	627	—	1452	—
	b_n	Па/м	—	849	—	1086	—	2262
Тампонажный раствор	Re	—	5527	2024	10 203	3738	15 867	5815
	Bi	—	33,7	21,9	18,2	11,9	11,7	7,6
	λ	—	0,072	0,165	0,026	0,062	0,0245	0,033
	a_p	Па/м	662	—	815	—	1856	—
	b_p	Па/м	—	1751	—	2423	—	2889
Гидродинамическое давление	Буровой раствор	МПа	0,31		1,05		2,53	
	Тампонажный раствор	МПа	0,37		1,26		3,04	

Дополнительные потери давления определяются для трубопровода длиной 20 м (внутренний диаметр $d=50,8$ мм) и 20 м обвязки отдельно для каждого агрегата. Для их расчета используется уравнение

$$p_{\text{супл}} = \frac{8\lambda\rho}{\pi^2 d_i^5} \left[l_1 Q^2 + l_2 \left(\frac{Q}{N_{\text{аг}}} \right)^2 \right],$$

где $l_1=l_2=20$ м.

Поскольку турбулентный режим течения обеспечен, принимается, что $\lambda=0,02$. Результаты расчетов по этому уравнению внесены в табл. 9.2.

Теперь вычислим начальные давления нагнетания.

$$p_{p, \text{in}1} = [3,7 + (306 + 849) \cdot 3000 \cdot 10^{-5}] \cdot 10^5 = 3,84 \text{ МПа} < 35,5 \text{ МПа};$$

$$p_{p, \text{in}2} = [12,6 + (627 + 1086) 3000 \cdot 10^{-5}] \cdot 10^5 = 6,4 \text{ МПа} < 19,5 \text{ МПа};$$

$$p_{p, \text{in}3} = [30,3 + (1452 + 2262) \cdot 3000 \cdot 10^{-5}] \cdot 10^5 = 14,18 \text{ МПа} > 12,5 \text{ МПа}.$$

Согласно этим неравенствам, цементирование следует начинать на второй передаче. Необходимо определить объем тампонажного раствора, закачиваемого при этом. Из соотношения (9.49) следует, что

$$l_2 = \frac{(1452 + 2262) \cdot 3000 + 30,4 \cdot 10^5 - 125 \cdot 10^5}{9,81 (1800 - 1500) - (1856 - 1452)} = 662 \text{ м}.$$

Высота столба тампонажного раствора внутри колонны

$$L_c = 23,24/0,01227 = 1894 \text{ м} > 662 \text{ м}.$$

Следовательно, на второй передаче будет закачан объем тампонажного раствора

$$V_{p2} = l_2 A_i; \quad V_{p2} = 662 \cdot 0,01227 = 8,12 \text{ м}^3.$$

Остальные $15,12 \text{ м}^3$ тампонажного раствора закачиваются на третьей передаче.

Перед включением повышенной передачи давление на агрегатах (точка В на рис. 9.21)

$$p_{p, B} = a_{p2} l_2 + a_{n2} (H - l_2) + b_{n2} H - g l_2 (\rho_p - \rho_n) + p_{\text{супл}2};$$

$$p_{p, B} = 815 \cdot 662 + 627 (3000 - 662) + 1086 \cdot 3000 - 9,81 \cdot 662 (1800 - 1500) + 12,6 \cdot 10^5 = 4,57 \text{ МПа}.$$

В конце закачки тампонажного раствора давление

$$p_{p, D} = a_{p, 3} L_c + a_{n3} (H - L_c) + b_{n3} H - g L_c (\rho_p - \rho_n) + p_{\text{супл}2};$$

$$p_{p, D} = 1856 \cdot 1894 + 1452 (3000 - 1894) + 2262 \cdot 3000 - 9,81 \cdot 1894 (1800 - 1500) + 30,4 \cdot 10^5 = 9,37 \text{ МПа}.$$

В начале периода нагнетания продажного бурового раствора

$$p_{p, D'} = [93,7 - (30,4 - 25,3)] \cdot 10^5 = 8,86 \text{ МПа}.$$

Давление нагнетания остается постоянным до тех пор, пока тампонажный раствор не достигнет башмака обсадной колонны (точка Е на рис. 9.21), затем увеличивается по мере того, как поднимается уровень тампонажного раствора в кольцевом пространстве. Когда давление нагнетания станет равным максимальному паспортному давлению агрегатов на третьей передаче (12,5 МПа), необходимо перейти обратно на вторую передачу. Вы-

сота столба продавочного бурового раствора в скважине к этому времени определится с помощью уравнения (9.53)

$$L_3 = \frac{125 \cdot 10^6 - 25,3 \cdot 10^5 + 3830 [9,81 (1800 - 1500) + (2889 - 2262)] - 3000 (1856 + 2889)}{9,81 (1800 - 1500) - (1856 - 1452) + \frac{0,01227}{0,01634} [9,81 (1800 - 1500) + (2889 - 2262)]} = 1802 \text{ м,}$$

причем

$$c = \frac{3000 (0,01227 + 0,01634) - 23,24}{0,01634} = 3830 \text{ м.}$$

Объем бурового раствора, нагнетаемого на третьей передаче,

$$V_{n3} = 1,03 \cdot 1802 \cdot 0,01227 = 22,77 \text{ м}^3.$$

В момент смены передачи высота тампонажного раствора в кольцевом пространстве

$$h_c = \frac{V_p - A_i (H - L_3)}{A_c}; \quad h_c = \frac{23,24 - 0,01227 (3000 - 1802)}{0,01634} = 523 \text{ м.}$$

После возврата на вторую передачу давление резко падает до значения

$$\begin{aligned} p_{p, G} &= a_{n2} L_3 + a_{p2} (H - L_3) + b_{p, 2} h_c + b_{n2} (H - h_c) - \\ &- g (H - L_3 - h_c) (\rho_p - \rho_n) + p_{supl 2}; \\ p_{p, G} &= 627 \cdot 1802 + 815 (3000 - 1802) + 2243 \cdot 523 + \\ &+ 1085 (3000 - 523) - 9,81 (3000 - 1802 - 523) (1800 - 1500) + \\ &+ 10,5 \cdot 10^5 = 5,03 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Затем давление вновь возрастает.

Теперь вычислим

$$L_2 = \frac{195 \cdot 10^6 - 10,5 \cdot 10^5 + 3830 [9,81 (1800 - 1500) + (2243 - 1086)] - 3000 (815 + 2243)}{9,81 (1800 - 1500) + (815 - 627) + \frac{0,01227}{0,01634} [9,81 (1800 - 1500) + (2243 - 1086)]} = 4023 \text{ м.}$$

Следовательно, L_2 больше расстояния (2970 м) до предохранительного кольца. Цементирование заканчивается на второй передаче. Объем бурового раствора, нагнетаемого при этом:

$$V_{n2} = 37,54 - 22,74 = 14,77 \text{ м}^3.$$

Давление в конце операции цементирования

$$\begin{aligned} p_{p, H} &= a_{n2} (H - h) + a_{p2} h + b_{p2} H_c + b_{n2} (H - H_c) + \\ &+ g (H_c - h) (\rho_p - \rho_n) + p_{supl 2}; \\ p_{p, H} &= 627 (3000 - 30) + 815 \cdot 30 + 2243 \cdot 1400 + \\ &+ 1086 (3000 - 1400) + 9,81 (1400 - 30) (1800 - 1500) + \\ &+ 10,5 \cdot 10^5 = 11,85 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Турбулентный режим течения обеспечен только на 523 из 1400 м. Время контактирования в районе башмака колонны

$$t_c = \frac{h_c}{v_{m3}} + \frac{H_c - h_c}{v_{m3}}; \quad t_c = \frac{523}{2,436} + \frac{1400 - 523}{1,566} = 775 \text{ с} = 12,9 \text{ мин},$$

из которых время турбулентного течения составляет лишь 3,58 мин.

Для обеспечения турбулентности на большем интервале в уравнение (9.58) нужно ввести максимальную подачу агрегатов на второй передаче. Необходимо параллельно задействовать пять агрегатов с расходом $Q = 5 \cdot 8,53 \cdot 10^{-3} = 42,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, и третья передача, по-видимому, уже не понадобится. Остальные расчеты аналогичны, однако уместно будет провести сравнение между двумя указанными вариантами.

Время цементирования

$$T_c = \left(\frac{8,12}{25,59} + \frac{15,12}{39,81} + \frac{22,77}{39,81} + \frac{14,77}{25,59} \right) \frac{10^6}{60} + 15 \approx 46 \text{ мин}.$$

Время прокачиваемости тампонажного раствора регулируется так, чтобы оно составляло 60—80 мин.

Однако в указанных расчетах не учитывалась возможность поглощения бурового или тампонажного раствора в пласт, находящийся на глубине 1900 м и имеющий давление гидроразрыва:

$$p_{fis} = k_{fg} \rho_a H_s; \quad p_{fis} = 1,65 \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 1900 = 30,75 \text{ МПа}.$$

Произведем расчет полного давления на уровне этого пласта в некоторых критических моментах операции цементирования.

В начале операции

$$p_{s,A} = \rho_n g H_s + b_{n2} H_s; \quad p_{s,A} = (1500 \cdot 9,81 + 1086) \cdot 1900 = 30,02 \text{ МПа},$$

что меньше 30,75 МПа.

После перехода на третью передачу

$$p_{s,c} = (1500 \cdot 9,81 + 2262) \cdot 1900 = 32,26 \text{ МПа} > 30,75 \text{ МПа}.$$

следовательно, может произойти разрыв пласта. Третья передача неприемлема, и турбулентность реализовать уже невозможно (по-видимому, даже с пятью агрегатами, работающими на второй передаче).

Проверим давление в конце цементирования, предполагая, что вся операция выполняется на второй передаче:

$$p_{s,H} = (H - H_c) (\rho_n g + b_{n2}) + (H_s + H_c - H) (\rho_p g + b_{n2}); \\ p_{s,H} = (3000 - 1400) (1500 \cdot 9,81 + 1086) + 300 (1800 \cdot 9,81 + 2243) = 31,25 \text{ МПа} > 30,75 \text{ МПа}.$$

Таким образом, в конце операции и вторая передача уже неприемлема. Можно показать [см. уравнение (9.56)], что, начиная с отметки

$$h_x = \frac{p_{fis} - H_s (\rho_n g + b_{n2})}{q (\rho_p - \rho_n) (b_{p,2} - b_{n,2})}; \\ h_x = \frac{(30,75 - 30,02) 10^6}{9,81 (1800 - 1500) + (2243 - 1086)} = 178 \text{ м},$$

над пластом, которому угрожает разрыв, тампонажный раствор следует про-

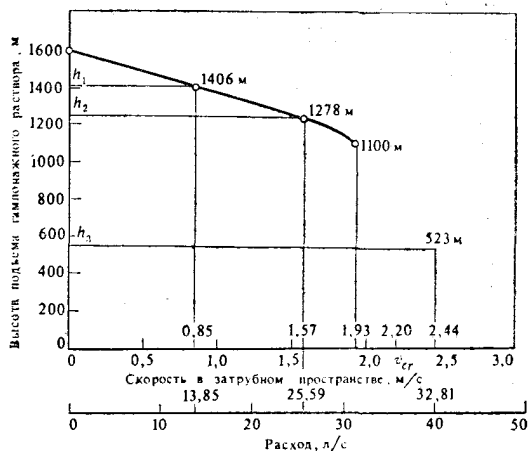


Рис. 9.24. Возможная высота подъема тампонажного раствора (см. пример 9.2)

давливать на первой передаче. Это означает, что объем закачанного бурового раствора

$$V_{л1} = (1900 - 1600 - 178) \cdot 0,01634 = 1,99 \text{ м}^3.$$

Время цементирования

$$T_c = \left(\frac{60,78 - 1,99}{25,59} + \frac{1,99}{13,86} \right) \cdot \frac{10^3}{60} + 15 = 40,7 + 15 \approx 56 \text{ мин},$$

а время прокачиваемости тампонажного раствора должно составлять 70—90 мин.

Теперь можно провести перерасчет давления нагнетания (см. рис. 9.22). На рис. 9.24 показаны возможные высоты подъема тампонажного раствора при различных расходах в циркуляционной системе скважины.

Для создания турбулентного режима течения можно прибегнуть к разжижению или снижению плотности тампонажного раствора, однако в этом случае ухудшается вытеснение бурового раствора из ствола скважины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ozerenko A. F. s. a. Preduprejdienie i likvidatiia gazonefteproiavlenii pri burenii skvajin. Moskva, Nedra, 1978.
2. Izmailov L. B., Bulatov A. I. Kreplenie nefteanij i gazovij skvajin. Moskva, Nedra, 1976.
3. Mirzadzandade A. H. s. a. Ghidravlika glinistij i tementij rastvorov. Moskva, Nedra, 1966.
4. Mirzadzandade A. H. s. a. Povišenje kacestva tementirovaniiia nefteanij i gazovij skvajin. Moskva, Nedra, 1975.
5. Bulatov A. I. Tehnologiiia tementirovaniiia nefteanij i gazovij skvajin. Moskva, Nedra, 1973.
6. Ross W. M. Low rate displacement solves tough cementing jobs. In: Petr. Eng., nov. 1965, p. 74.
7. Garvin T. si Slage Knox A. Scale-model displacement studies to predict flow behavior during cementing. In: J. Petr. Tech., nr. 9, 1971, p. 1081—1088.

8. *Mc Lean R. H.* s. a. Displacement mechanics in primary cementing. In: *J. Petr. Tech.*, nr. 2, 1967, p. 251—262.
9. *Bulatov A. I. si Uhanov R. F.* Sovershenstvovanie gidravlicheskih metodov tementirovaniia skvazin. Moskva, Nedra, 1978.
10. *Brice Jr. J. W. si Holmes B. C.* Engineered casing cementing programs using turbulent flow techniques. In: *J. Petr. Tech.*, V-1965.
11. *Nazarov V. I.* Opređenje zoni smešeniia glinistovo i tementno vo rastvorov pri tementirovanii obsadnih kolonn. In: *Burenie*, sept. 1968, p. 27—28.
12. *Sišov V. A.* s. a. Opređenje v promisl'ovih usloviiakh effektivno vo koefficiēta smešeniia burovovo i tementno vo rastvorov pri turbulentnom rejime. In: *Neft. hoz.*, febr. 1972, p. 18—20.
13. *Makarov L. V.* s. a. Vlianie bufernoi jidkosti na visotu pod'ema tementnih rastvorov pri tementirovanii skvazin. In: *Burenie*, oct. 1967, p. 18—22.
14. *Gaidukov D. T.* Primenenie bufernoi jidkosti pri tementirovanii kolonn. In: *Burenie*, aug. 1968.
15. *Ritter J. E., Mc Daniel G. W.* New preflush technique aids primary, remedial cement jobs. In: *World Oil*, nr. 2, vol. 168, 1969, p. 49—50.
16. *Sihaliev F. A.* O primenenii uprugo-veazkovo razdelitelea pri tementirovanii nefteanih i gazovih skvazin. In: *Az. neft. hoz.*, martie, 1973.
17. *Kurdacev A. I., Letiski A. V.* Veazko-uprugii razdelitel dlea tementirovaniia obsadnih kolonn. In: *Burenie*, ian. 1975.
18. *** *Bufernie* jidkosti dlea udalenii korki so stenok skvazini. In: *Burenie*, apr. 1974.
19. *Belov V. P.* Korkoudaleaiušie reagenti i effektivnosti ih primeneniiia. In: *Neft. hoz.*, dec. 1974, p. 9—12.
20. *Sihaliev F. A.* s. a. Gidrodinamiceskie osobennosti dvijeniia veazkouprugovo razdelitelea v obsadnih trubah i kol'tevom prostranstve skvazin. In: *Neft i gaz*, nov. 1976, p. 25—28.
21. *Hababševa E. M.* s. a. Reologhiceskie svoistva veazkouprugovo razdelitelea primeneniia v pri tementirovanii nefteanih i gazovih skvazin. In: *Neft i gaz*, sept. 1977, p. 30—32.
22. *Griffin T. J., si Root Jr. R. L.* Cementing spacers and washes improve production. In: *O. G. J.*, 12 sept. 1977, p. 115—122.
23. *Alekperov A. A.* K voprosu snijeniia vnešnevo davlēniia na obsadnuu kolonnu. In: *Neft. hoz.*, dec. 1970, p. 24—25.
24. *Kuksov A. K.* s. a. O davlēnii v zatrubnom prostranstve skvazin posle tementirovaniia. In: *Neft. hoz.*, oct. 1971, p. 26—30.
25. *Soloviev E. M.* Zakancivanie skvazin. Moskva, Nedra, 1979.
26. *Levine D. C.* s. a. How to prevent annular gas flow wfollowing cementing operations. In: *World Oil*, oct. 1980, p. 85—94.
27. *Tinsley J. M.* s. a. Study of factors causing annular gas flow following primary cementing. In: *J. Petr. Tech.*, august 1980, p. 1427—1437.
28. *Vidovskii A. L.* s. a. Izmenenie davlēniia i temperaturi v zaťementirovanii časti zakolonnovo prostranstva skvazini. In: *Burenie*, aug. 1974, p. 36—40.
1. *Озеренко А. Ф.* Предупреждение и ликвидация газонефтепроявлений при бурении скважин. М., Недра, 1978.
2. *Измайлов Л. Б., Булатов А. И.* Крепление нефтяных и газовых скважин. М., Недра, 1976.
3. *Мирзаджанзаде А. Х.* Гидравлика глинистых и цементных растворов. М., Недра, 1966.
4. *Мирзаджанзаде А. Х.* Повышение качества цементирования нефтяных и газовых скважин. М., Недра, 1975.
5. *Булатов А. И.* Технология цементирования нефтяных и газовых скважин. М., Недра, 1973.
9. *Булатов А. И., Уханов Р. Ф.* Совершенствование гидравлических методов цементирования скважин. М., Недра, 1978.

11. *Назаров В. И.* Определение зоны смещения глинистого и цементного растворов при цементировании обсадных колонн.— Бурение, 1968, № 9, с. 27—28.

12. *Шишов В. А.* Определение в промысловых условиях эффективного коэффициента смещения бурового и цементного растворов при турбулентном режиме.— Нефтяное хозяйство, 1972, № 2, с. 18—20.

13. *Макаров Л. В.* Влияние буферной жидкости на высоту подъема цементных растворов при цементировании скважин.— Бурение, 1967, № 10, с. 18—22.

14. *Гайдуков Д. Т.* Применение буферной жидкости при цементировании колонн.— Бурение, 1968, № 8, с. 13—14.

16. *Сихалиев Ф. А.* О применении упруговязкого разделителя при цементировании нефтяных и газовых скважин.— Азербайджанское нефтяное хозяйство, 1973, № 3, с. 17—19.

17. *Курдачев А. И., Летиский А. В.* Вязкоупругий разделитель для цементирования обсадных колонн.— Бурение, 1975, № 1, с. 10—11.

18. *Буферная жидкость* для удаления корки со стенок скважин.— Бурение, 1974, № 4, с. 5—6.

19. *Белов В. П.* Коркоудаляющие реагенты и эффективность их применения.— Нефтяное хозяйство, 1974, № 12, с. 9—12.

20. *Сихалиев Ф. А.* Гидродинамические особенности движения вязкоупругого разделителя в обсадных трубах и кольцевом пространстве скважин.— Нефть и газ, 1976, № 11, с. 25—28.

21. *Хабахбашева Е. М.* Реологические свойства вязкоупругого разделителя, применяемого при цементировании нефтяных и газовых скважин.— Нефть и газ, 1977, № 9, с. 30—32.

23. *Алекперов А. А.* К вопросу снижения внешнего давления на обсадную колонну.— Нефтяное хозяйство, 1970, № 12, с. 24—25.

24. *Куксов А. К.* О давлении в затрубном пространстве скважин после цементирования.— Нефтяное хозяйство, 1971, № 11, с. 26—30.

25. *Соловьев Е. М.* Заканчивание скважин. М., Недра, 1979.

28. *Видовский А. Л.* Изменение давления и температуры в зацементированной части заколонного пространства скважины.— Бурение, 1974, № 8, с. 36—40.

Глава 10

БУРЕНИЕ С ОЧИСТКОЙ ЗАБОЯ ВОЗДУХОМ И ДРУГИМИ СРЕДСТВАМИ

10.1. ВВЕДЕНИЕ

Даже при обычном роторном бурении кроме использования промывочной жидкости или других несжимаемых сред, о которых шла речь в предыдущих главах, иногда применяются и другие способы очистки забоя, когда агентом для выноса шлама на поверхность является газ или двухфазная газожидкостная система. Характерные особенности таких сред — сжимаемость их газовой фазы, изменение структуры и свойств гетерогенной смеси в циркуляционной системе по всему стволу скважины вследствие изменения давления и температуры. Существуют и другие способы удаления шлама с забоя скважины без закачивания жидкости с поверхности с помощью бурового насоса.

Такие методы очистки забоя скважин применяются с целью улучшения технико-экономических показателей бурения или эффективности каротажа, особенно если обычные способы оказываются слишком дорогостоящими или даже неприемлемыми. Все эти методы отличаются либо природой, составом и структурой агента, транспортирующего выбуренную породу, либо схемой и способом осуществления циркуляции.

Выделяются следующие способы бурения:

- с продувкой воздухом (природными, инертными газами);
- с промывкой пеной;
- с промывкой аэрированной жидкостью;
- с использованием эрлифта;
- с поглощением промывочной жидкости;
- с использованием струйных насосов;
- с местной циркуляцией и др.

В случае двухфазных систем соотношение фаз определяется степенью аэрации

$$a = Q_0 / Q_l, \quad (10.1)$$

где Q_0 — расход воздуха (или газа) в нормальных условиях; Q_l — расход закачиваемой или увлекаемой жидкости (воды, бурового раствора, нефти).

В табл. 10.1 представлена классификация (по Межлумову) способов бурения с использованием воздуха и газожидкостных смесей. Они отличаются как соотношением двух фаз, так и ролью, выполняемой каждой из фаз. Некоторые из этих способов могут осуществляться только при роторном бурении либо при бурении забойным двигателем, причем циркуляция может быть как прямая, так и обратная.

Применение указанных способов бурения преследует следующие цели:

1) улучшение показателей эффективности бурения: увеличение механической скорости бурения и проходки на долото, упрощение конструкции скважин, сокращение материальных и энергетических затрат;

2) более успешную проходку интервалов с частичной или полной потерей циркуляции, которая при обычных методах бурения и промывки скважин потребовала бы слишком больших затрат времени и материально-технических средств;

3) улучшение вскрытия продуктивных пластов, особенно с низкими пластовыми давлениями;

4) увеличение выноса керна, предотвращение его разрушения и загрязнения, ускорение выноса шлама на поверхность;

5) бурение скважин большого диаметра, например шахтных стволов, когда вынос шлама с прямой циркуляцией невозможен, поскольку требует слишком большого расхода циркулирующего агента;

6) выполнение некоторых специальных технологических операций в скважинах, таких, как разбуривание песчаных пробок без ухудшения продуктивности скважин [1, 2], вызов притока в скважину [1, 3], цементирование пластов с низкими давлениями [2], закупоривание зон катастрофического поглощения [4] и проведение различных ремонтных работ в скважине [1].

Главные факторы, способствующие достижению перечисленных целей, таковы:

— уменьшение аэрогидродинамического давления на забой и стенки скважины;

— улучшение очистки забоя от шлама благодаря использованию некоторых физических и физико-химических явлений (флотации, кавитации, турбулизации и т. д.);

— увеличение скорости восходящего потока промывочного агента.

Ниже дается краткое описание особенностей очистки забоя скважин, основанной на циркуляции газообразных сред и аэрированных жидкостей.

10.2. БУРЕНИЕ С ПРОДУВКОЙ ВОЗДУХОМ

Установлено, что в устойчивых и плотных геологических формациях, как твердых, так и очень твердых, но сухих (без воды или нефтепроявлений), одним из наиболее выгодных способов бурения является бурение с использованием в качестве циркуляционного агента газовой среды: воздуха, природных или некоторых других газов (например, выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания). При этом достигаются очень высокие механические скорости бурения, которые в 4—10 раз выше, чем

Таблица 10.1

Способ очистки забоя	Состав циркулирующего агента (среды)	Агент, выносящий шлам	Плотность в атмосфер- ных усло- виях, кг/м³	Скорость восходя- щего потока в атмосфер- ных усло- виях, м/с	Расход воздуха (газов) Q_0 , м³/мин	Расход жидко- сти Q_l , л/с	Степень аэрации Q_0/Q_l	Расход энергии
Продувка воздухом (газами)	Воздух, природные газы, инертные газы (азот, CO ₂), выхлопные газы	Воздух (газы)	0,6—1,3	15—25	20—100	—	—	Высокий
Продувка аэрозолем	Воздух (газы) + вода + ПАВ + стабилизирующая добавка (стабилизатор)	Воздух (раствор ПАВ вводится для удаления пластовой воды, предупреждения образований сальников, предупреждения взрывов и пожаров)	1—20	Увеличены на 30—50 % по сравнению с бурением с продувкой воздухом		0,3—1,5	200—3000	»
Промывка пенной	Воздух (газы) + вода (буровой раствор) + ПАВ + стабилизаторы	Пена (воздух подается для образования пены; ПАВ содержится в пенообразующем веществе)	30—100	0,5—1,5	1,5—15	0,3—1,5	20—400	Низкий
Промывка аэрированными жидкостями	Воздух (газы) + вода (нефть, буровой раствор) + ПАВ (при необходимости)	Жидкость (воздух подается для уменьшения давления на забой или для создания циркуляции: ПАВ способствует улучшению выноса шлама)	100—1000	0,3—1,5	10—50	10—90	7—70	Высокий
Промывка жидкостями	Вода, буровой раствор, нефть, эмульсии, растворы на углеводородной основе, растворы электролита	Жидкость	850—2400	0,3—1,3	—	10—90	—	»

в случае обычного бурения с промывкой буровым раствором. Это объясняется прежде всего низким аэродинамическим давлением на забой скважины, а также взрывным характером породоразрушения в отсутствие смачивающего эффекта. Кроме того, в 2—10 раз увеличивается срок службы долот, прежде всего, благодаря возможности уменьшения осевой нагрузки и частоты вращения на 25—75 % по сравнению с бурением с использованием бурового раствора.

Этот способ пригоден также для проходки трещиноватых и даже кавернозных пород, в которых возможны поглощения бурового раствора при вскрытии продуктивных пластов с низким давлением, и, наконец, для бурения в районах, где нет источников воды.

Бурение с использованием воздуха применяется в СССР [8, 9], США [5—7], Канаде, Франции [10], ФРГ, Иране, Австралии, Индонезии [7] и на Аравийском полуострове. В Румынии широкое применение оно нашло в геологоразведочном бурении скважин небольшой глубины. В мировой практике известно применение этого способа даже на глубине свыше 5000 м. В качестве газовой среды в настоящее время практически используется только воздух.

При бурении с продувкой воздухом применяются те же буровые установки, что и при бурении с использованием бурового раствора; напорный трубопровод от компрессоров подключается непосредственно к стояку. Однако в этом случае требуется некоторое дополнительное оборудование: компрессоры, вращающийся превентор для герметизации устья скважины в процессе бурения, трубопровод для отвода пыли на определенное расстояние, шламоуловитель, вентилятор, специальные измерительные приборы, обратные клапаны, воздушный фильтр, холодильник на линии нагнетания и т. п.

Число компрессоров и их мощность (подача) зависят от глубины и диаметра скважины. Расход воздуха изменяется в широких пределах — от 20 до 100 м³/мин и даже более [7], а рабочее давление, как правило, не превышает 1,5—2,5 МПа (если разбурываемые породы сухие) даже на глубинах 4000—5000 м. Когда буровой раствор полностью заменяется воздухом, а также при борьбе с осложнениями (значительный приток воды, образование сальников) необходимо применять компрессоры высокого давления (6—10 МПа).

Для отвода воздуха и предотвращения отложения шлама в выкидном трубопроводе на его конце устанавливается либо вентилятор, либо один-два воздушных эжектора, подключенных к нагнетательной линии. На выкидном трубопроводе можно также установить шламоуловитель для отбора проб, газоанализатор при бурении с продувкой воздухом, водяную линию для смачивания и осаждения пыли, а также газопровод с факельной горелкой при бурении с использованием горючих газов или на случай появления их в скважине.

Возможна также установка дозирующего насоса, обеспечивающего подачу 2—3 л/с, и смесителя для ввода воды или вспенивающего агента с расходом 0,01—0,02 л/с. Этот насос применяется при необходимости полного удаления воды или бурового раствора из скважины, а также при переходе на бурение с использованием пены в случае водопроявлений.

Над долотом и непосредственно ниже ведущей трубы устанавливаются обратные клапаны для предотвращения выброса воздуха со шламом при развинчивании труб и зашламования долота.

Применяются шарошечные долота со специальными каналами для охлаждения подшипников воздухом, а иногда и с твердосплавными вставками. Алмазные долота из-за недостаточного охлаждения быстро изнашиваются.

К числу основных параметров, которые следует установить для бурения с продувкой воздухом, относятся расход, рабочее давление и мощность компрессоров.

Некоторые варианты решения этой задачи были предложены Скоттом [11], Эйнджелом [12], Мак-Креем и Коулем [13], Муром [14], Макуриным [4, 8], Икоку, Азаром и Вильямсом [15] и др.

Расход воздуха должен быть достаточным, чтобы обеспечить очистку забоя, охлаждение долота и вынос шлама на поверхность. Как показала практика, при прямой циркуляции и обычных размерах кольцевого пространства расход, определенный из условия выноса шлама, чаще всего позволяет успешно выполнить и первые две функции. Ввиду низкой плотности и вязкости воздуха по сравнению с буровым раствором для выноса частиц выбуренной породы необходимы намного более высокие скорости восходящего потока.

Установлено, что на небольших глубинах (давления и температуры близки к нормальным) при разбурировании сухих пород вполне достаточна скорость восходящего потока воздуха $v = 15 \div 20$ м/с.

Если принять, что абсолютная скорость подъема частиц шлама на 20 % превышает скорость витания частиц, то диаметр наиболее крупных сферических частиц, которые могут подниматься со скоростью 15 м/с:

$$d_p = v_r^2 \frac{3c}{4g} \frac{\rho_0}{\rho_r - \rho_0};$$

$$d_p = \left(\frac{15}{1,2} \right)^2 \frac{3 \cdot 0,5}{4 \cdot 9,81} \frac{1,2255}{2600 - 1,23} = 0,00282 \text{ м} = 2,82 \text{ мм}.$$

При $v = 20$ м/с $d_p = 5,00$ мм, а при $v = 25$ м/с $d_p = 7,82$ мм.

Для турбулентного обтекания частиц породы была использована формула Реттингера (7.6) с обозначениями: ρ_r — плотность породы; ρ_0 — плотность воздуха в нормальных условиях

($p_0=0,101325$ МПа, $T_0=15$ °С); v_r — скорость подъема. Обычно при бурении с продувкой воздухом шлам, вынесенный на поверхность, в основном является пылевидным; частицы размером не более 3—5 мм имеют призматическую форму, что облегчает их транспортирование. По данным Грея (см. ссылку в работе 14), для частиц песчаника коэффициент гидравлического сопротивления $c=0,805$, а для известняка $c=1,40$ (более детальные сведения в работе [15]).

На больших глубинах давление и соответственно плотность воздуха возрастают. Скорость падения частичек, согласно формуле Реттингера, уменьшается; тем не менее необходимый расход воздуха будет больше. Плотность газа определяется по формуле

$$\rho = \frac{pM}{zR_0T} = \frac{p}{ZRT}, \quad (10.2)$$

где p — давление на данной глубине; M — молекулярная масса газа (для воздуха 28,96 г/моль, а для метана 16,03 г/моль); T — абсолютная температура, К; R_0 — универсальная газовая постоянная, равная 8,314 Дж/(моль · К); R — константа (для воздуха и метана соответственно 287 и 518,7 Дж/(кг · К)); z — коэффициент отклонения от закона идеального газа.

Массовый расход, необходимый для обеспечения выноса шлама:

$$\begin{aligned} Q_m &= vA\rho = 1,2A\rho \sqrt{\frac{4g}{3c}} \sqrt{\frac{\rho_r - \rho}{\rho}} d_p = \\ &= 1,2A \sqrt{\frac{4g}{3c} \frac{\rho d_p \rho_r}{zRT}}, \end{aligned} \quad (10.3)$$

где A — площадь поперечного сечения кольцевого пространства.

В последнем выражении плотность газа не учитывалась, поскольку она незначительна по сравнению с плотностью породы.

Если все остальные условия остаются неизменными, массовый расход будет возрастать с повышением давления и, следовательно, с увеличением глубины скважины. Поэтому расход воздуха следует определять для условий, существующих на забое скважины или непосредственно на УБТ, если кольцевое пространство между УБТ и стенками скважины значительно уже, чем между бурильными трубами и стенками скважины (или в других зонах опасного расширения ствола скважины). Следует отметить, что по мере подъема частицы породы, ударяясь между собой, о стенки скважины и бурильную колонну, измельчаются до размеров пылинок.

Допустим, что необходимо определить давление на определенной глубине в кольцевом пространстве. Оно зависит от противодавления на устье скважины, от веса столба воздуха со шламом и от потерь давления на трение.

Запишем уравнение Бернулли в дифференциальной форме

$$\frac{dp}{\rho g} + \frac{v dv}{g} + dh_{fr} + dx = 0, \quad (10.4)$$

где dh_{fr} — потери напора на трение; dx — осевая координата по глубине скважины.

После интегрирования нетрудно убедиться в том, что второй член этого уравнения (изменение кинетической энергии) относительно других очень мал и им можно пренебречь.

Прежде чем приступить к интегрированию, оценим значение каждого члена. Предположим, что воздух и твердые частицы образуют однородную смесь. В таком случае плотность смеси

$$\rho = \frac{p}{zRT} (1 + r), \quad (10.5)$$

где r — массовое соотношение между твердой фазой и газом. Его можно выразить в зависимости от механической скорости бурения v_m и площади поверхности забоя скважины A_z :

$$r = \frac{A_z v_m \rho_r}{Q_0 \rho_0}; \quad (10.6)$$

Q_0 — расход газа; ρ_0 — плотность газа в нормальных условиях.

Из формулы Дарси — Вейсбаха следует, что

$$dh_{fr} = \lambda \frac{v^2}{2g} \frac{dL}{D_{ec}} = \frac{\lambda}{2g D_{ec}} \left(\frac{Q_0 \rho_0 z T}{A z_0 T_0 \rho} \right)^2 dL, \quad (10.7)$$

поскольку

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{Q_0 \rho_0 z T}{A z_0 T_0 \rho}. \quad (10.8)$$

В уравнении (10.7) D_{ec} — эквивалентный диаметр кольцевого пространства [можно также использовать разность между диаметром скважины и диаметром бурильных труб ($D_s - d$)], а λ — коэффициент аэродинамического сопротивления. Нулевыми индексами обозначаются величины, соответствующие нормальным условиям.

Коэффициент λ зависит от числа Рейнольдса, шероховатости стенок циркуляционного канала и концентрации твердой фазы. Поскольку степень турбулентности очень высокая, критерий Re не играет существенной роли и λ можно считать постоянной величиной.

Если эквивалентная шероховатость k известна, то для чистого газа (без твердой фазы) пригодна формула Никурадзе:

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{D_{ec}}{k} + 1,14 \right)^2}. \quad (10.9)$$

Мак-Крей и Коуль принимают в расчетах, что $k/D_{ec}=0,012$. Если значение k неизвестно, то для ее определения принимается формула Уэймаута

$$\lambda = \frac{0,009407}{\sqrt[3]{D_{ec}}}, \quad (10.10)$$

где D_{ec} выражается в метрах.

Для смеси воздух — твердая фаза можно использовать формулу Успенского — Гау Лулина

$$\lambda_{am} = \lambda(1 + 1,1r), \quad (10.11)$$

где λ определяется по формуле Никурадзе.

Следует отметить, что значения λ , определенные из уравнений (10.10) и (10.11), сугубо приближенные. Это обуславливает необходимость проведения экспериментов в промышленных условиях.

Обозначим через θ угол наклона канала течения относительно вертикали. Тогда

$$dz = \cos \theta dL. \quad (10.12)$$

Из уравнения (10.4) с учетом соотношения (10.12) получим

$$\frac{zRT}{g(1+r)} \frac{dp}{p} + \frac{\lambda}{2gD_{ec}} \left(\frac{Q_0 p_0 z T}{A z_0 T_0} \right)^3 \frac{dL}{p^2} + \cos \theta dL = 0. \quad (10.13)$$

Это уравнение можно записать в таком виде:

$$apdp + bdL + p^2 dL = 0, \quad (10.14)$$

где

$$a = \frac{zRT}{g \cos \theta (1+r)}; \quad (10.15)$$

$$b = \frac{\lambda}{2gD_{ec} \cos \theta} \left(\frac{Q_0 p_0 z T}{A z_0 T_0} \right)^2. \quad (10.16)$$

Интегрируя уравнение (10.14) по p от p_2 (давление на забое) до p_1 (давление на устье скважины), получим

$$\frac{a}{2} \ln \frac{p_2^2 + b}{p_1^2 + b} = L, \quad (10.17)$$

где L — глубина скважины.

Уравнение (10.17) можно записать так:

$$p_2^2 = e^m p_1^2 + b(e^m - 1), \quad (10.18)$$

где $m = 2L/a$.

При нисходящем движении коэффициент b имеет отрицательное значение и уравнение (10.18) примет вид

$$p_2^2 = e^m p_1^2 - b(e^m - 1). \quad (10.19)$$

Формулы (10.18) и (10.19) позволяют определить давление в любой точке скважины, если расход газа известен*.

Выразим массовый расход Q_m в уравнении (10.3) через объемный расход (в нормальных условиях) Q_0 , а давление p заменим давлением на забое. Получим

$$Q_0 = 1,2 \frac{A}{\rho_0} \sqrt{\frac{4g}{3c}} \sqrt{\frac{p_2 d_p \rho_r}{z_t R T_t}}. \quad (10.20)$$

Индекс t относится к забойным значениям.

Определение p_2 и Q_0 производится посредством совместного решения методом последовательных приближений уравнений (10.18) и (10.20).

Уравнение (10.20) можно привести к такому виду:

$$\begin{aligned} Q_0 &= 1,2A \sqrt{\frac{4g}{3c} \frac{d_p \rho_r}{\rho_0}} \sqrt{\frac{p_2}{z_t \rho_0 R T_t}} = \\ &= A v_{ec} \sqrt{\frac{p_2}{z_t \rho_0 R T_t}}. \end{aligned} \quad (10.21)$$

Величина v_{ec} , названная эквивалентной скоростью, — это скорость потока воздуха, которая в нормальных условиях достаточна для выноса шлама из скважины (15—20 м/с).

Расход воздуха зависит также от площади поперечного сечения кольцевого пространства, глубины скважины и механической скорости бурения. В случае использования газов, плотность которых меньше плотности воздуха, требуемый расход будет несколько больше.

Необходимо подчеркнуть, что расход и давление, определяемые с помощью приведенных уравнений, приемлемы только для условий сухой скважины. При наличии в воздухе жидкости (воды) требуемый расход будет на 30—50 % больше, а давление нагнетания может возрасти в несколько раз.

В табл. 10.2 представлены минимальные расходы воздуха, рекомендуемые фирмой «Амоко», объем бурения которой с продувкой воздухом составляет около 1 млн. м на глубинах от 1000 до 3000 м [6]. Значения расходов, приведенные в этой таблице, в основном превышают теоретические; эквивалентные скорости достигают 45 м/с. Повышенные расходы воздуха не только требуют соответствующих мощных компрессоров и дополнительных энергетических затрат, но и могут привести к разрушению стенок ствола скважины.

Давление нагнетания воздуха компрессорами определяется

* Из анализа уравнения (10.18) следует, что с увеличением расхода воздуха возрастает аэродинамическое сопротивление и одновременно уменьшается аэростатическое давление вследствие уменьшения концентрации частиц шлама. Можно доказать, что для определенных заданных условий (диаметров, глубины, механической скорости бурения) существует оптимальный расход, которому соответствует минимальное давление на забое скважины [15].

суммой потерь давления на трение и транспорт шлама в циркуляционной системе.

Известно, что при течении сжимаемых флюидов потери давления в трубах зависят от давления на выходе. Поэтому гидравлические расчеты ведутся от выкида скважины по направлению к компрессорам с определением абсолютного давления в различных точках циркуляционной системы.

Абсолютное давление в кольцевом пространстве, в том числе и на забое, определяется с помощью уравнения (10.18). Давление на устье скважины p_1 предполагается известным. Если на выкидной линии нет эжектора или вентилятора, давление должно быть достаточным для компенсации потерь давления на трение в этой линии и в шламоуловителе. При наличии вентилятора или эжектора допускается понижение давления p_1 до атмосферного и даже ниже.

Потери давления в бурильных трубах вычисляются с помощью уравнения (10.19). Для горизонтальных трубопроводов ($\theta = 90^\circ$) путем интегрирования уравнения (10.13) получаем формулу Уэймаута:

$$p_2^2 = p_1^2 - \frac{\lambda Q_0^2}{d_i A^2} \frac{zT}{z_0 T_0} p_0 \rho_0 L, \quad (10.22)$$

где d_i — внутренний диаметр.

В промысловых отверстиях долота перепад давления $\Delta p_s = (p_i - p_e)$ можно определить из соотношения для массового расхода флюида, проходящего через эти отверстия:

Таблица 10.2

Диаметр долота, мм	Диаметр бурильных труб, мм	Расход (в м³/мин) в стандартных условиях на различных глубинах (в м)						
		250	500	1000	1500	2000	2500	3000
444,5	168	172	183	206	217	228	240	252
	140	179	190	212	222	233	244	253
	168	72	76	82	90	99	108	116
311,2	140	82	87	96	104	113	122	131
	114	90	95	103	112	121	130	140
	168	64	70	75	81	88	97	108
295,3	140	73	76	83	91	100	109	118
	114	78	83	90	97	105	113	123
	140	50	53	58	64	70	75	80
244,5	127	53	58	65	72	78	85	93
	114	55	60	68	76	82	90	100
	127	32	36	42	49	56	61	66
212,7	114	35	39	45	52	58	64	70
	114	25	27	31	35	39	43	46
190,5	89	30	33	38	42	47	52	56
165,1	89	23	25	30	34	38	43	48
146,1	89	15	17	19	21	24	28	33
120,7	73	16	18	20	23	26	31	36
	73	12	14	17	20	24	27	30

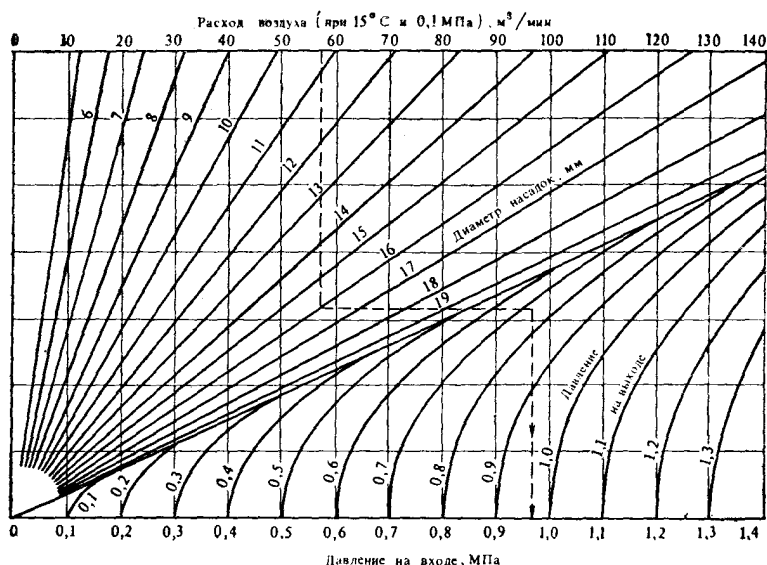


Рис. 10.1. Номограмма для определения потерь давления при движении воздуха через насадки долота

$$Q_m = Q_0 \rho_0 = \varphi A_0 \left(\frac{p_e}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_i \rho_i \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (10.23)$$

для дозвуковых скоростей ($p_e/p_i > \lambda$) и

$$Q_m = \varphi A_0 \sqrt{\kappa p_i \rho_i \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (10.24)$$

для сверхзвуковых скоростей ($p_e/p_i < \lambda$). Критическое значение коэффициента λ определяется из следующего соотношения:

$$\lambda = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \quad (10.25)$$

В этих уравнениях p_i — давление на входе; p_e — давление на выходе; κ — коэффициент адиабаты ($\kappa=1,4$ для воздуха и $\kappa=1,3$ для природных газов); A_0 — площадь поперечного сечения промывочных отверстий; φ — коэффициент расхода.

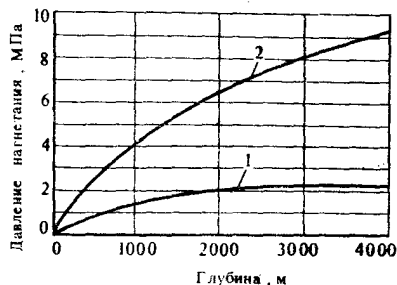
Для воздуха ($\kappa=1,4$ при $\varphi=0,95$) решение уравнения (10.23) представлено графически на рис. 10.1. Плотность ρ_i определяется с помощью уравнения (10.2).

На рис. 10.2 представлены графики зависимости давления нагнетания от глубины скважины диаметром 200—230 мм.

Компрессорные установки должны быть рассчитаны на устойчивую работу при давлении, превышающем расчетное на 30—50 %, чтобы иметь возможность ликвидировать осложне-

Рис. 10.2. Изменение давления нагнетания воздуха в зависимости от глубины скважины ($D_s=200-230$ мм):

1 — сухой воздух; 2 — влажный воздух



ния, связанные с образованием сальников или зашламованием кольцевого пространства скважины. В табл. 10.3 представлены характеристики некоторых компрессоров, применяемых при бурении с использованием воздуха или аэрированных жидкостей.

Мощность компрессоров P_e с учетом адиабатического сжатия ($pQ^\kappa = \text{const}$) вычисляется с помощью уравнения

$$P_e = \frac{1}{\eta_{ad}\eta_m} \frac{i\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_r}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{i\kappa}} - 1 \right] p_0 Q_0, \quad (10.26)$$

где i — число ступеней сжатия; p_r — давление нагнетания; η_{ad} — коэффициент адиабатического сжатия (0,90—0,96); η_m — к. п. д. компрессора (0,85—0,90).

Следует отметить, что аномальные атмосферные температура и давление (например, при бурении на большой высоте) могут значительно повлиять на расход воздуха и работу компрессоров.

Пример 10.1. Определить расход воздуха, давление его нагнетания и мощность компрессоров при бурении вертикальной скважины глубиной $H=2000$ м при таких условиях: диаметр долота $D_s=212,7$ мм, диаметр буровых труб $d_s=127$ мм (внутренний диаметр $d_i=108,6$ мм, минимальный диаметр замковых соединений $d_r=95,25$ мм); длина УБТ $l_g=100$ м, а их диаметр $d_g=152$ мм (внутренний диаметр $d_{ig}=57,2$ мм); температура воздуха на поверхности $t_0=15^\circ\text{C}$, температура воздуха, нагнетаемого компрессорами (считается равной температуре на входе в буровые трубы $t_i=60^\circ\text{C}$; средний геотермический градиент $2^\circ\text{C}/100$ м; атмосферное давление $p_0=0,1$ МПа; плотность разбуриваемой породы $p_r=2600$ кг/м³, плотность воздуха $\rho_0=1,21$ кг/м³ (при $p_0=0,1$ МПа и $t_0=15^\circ\text{C}$); скорость проходки $v_m=15$ м/ч; диаметр насадок $d_0=16$ мм.

Решение

Расход воздуха. Предположим, что диаметр наибольших частиц шлама, подлежащих выносу, $d_p=5$ мм, их форма призматическая и $c \approx 0,8$.

Согласно формуле Реттингера, скорость витания

$$v_r = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,81}{3 \cdot 0,8}} \sqrt{\frac{2600 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{1,21}} = 13,25 \text{ м/с.}$$

Если принять за абсолютную скорость подъема частиц шлама $v_a=0,2$ v_r , то эквивалентная скорость восходящего потока

$$v_{ec}(v_r + v_a) = 13,25 + 0,2 \cdot 13,25 = 13,25 + 2,65 = 15,9 \approx 16 \text{ м/с.}$$

Таблица 10.3

Изготовитель компрессора	Тип	Поддача (в стандартных условиях) м³/мин	Максимальное давление, МПа	Мощность на валу, кВт
Завод «Тимпурь ной» (Румыния)	MC-5	5	0,7	48
	MC-10	10	0,7	77—88
	EC-5	5	0,7	40
	EC-10	10	0,7	75
Завод «Решица» (Румыния)	1V15/7	15	0,7	100
	2V30/7	30	0,7	200
	3V45/7	45	0,7	300
Завод «Кымпина» (Румыния)	ХОВ	17—21	10,0 (3 в блоке)	160
Завод «23 Августа» (Румыния)	163	52	3,0	500
СССР	KC-20/45	20	4,5	300
	KC-16/100	16	10,0	300
	KПУ-16/100	16	10,0	300
	УКП-80	8	8,0	173
	АКС-8М	2,17	23,0	40,5
	УКС-157	2,3	40,0	55
	AK-7/200	7	20,0	190
Австрия	VS-3438	40	4,0	356
Компания «Гарднер-Денвер» (США)	STQYQA	21,2	2,4	—
	STQYSA	25,5	1,72	—
	MLA	2,33—22,09	1,38—3,45	142
	MLC	1,80—28,69	1,39—2,07	236
Компания «Ингер-солл-Рэнд» (США)	30	5,66	1,72	0,4—37
	40	15,6	1,72	18—92
	ESH/ESV	15,7	0,86	18—110
	LLE	27,2	1,0	55—147
	PHE	18,4	3,45	55—92
	XLE	180,0	0,86	110—920
	4HNE-2	28	2,1	647
	4HNE-3	40	8,75	647
	4HNE-5	26	10,5	573
Компания «Кларк» (США)	SFV-4	42	4,2	573
		35	7,0	
		30	10,5	

Наиболее трудные условия транспортирования шлама существуют непосредственно над УБТ. Здесь площадь поперечного сечения кольцевого пространства

$$A_{ep} = \frac{3,14}{4} (0,2127^2 - 0,127^2) = 0,0229 \text{ м}^2.$$

Площадь забоя скважины

$$A_t = \frac{3,14}{4} 0,2127^2 = 0,0355 \text{ м}^2.$$

Абсолютные температуры:

— на поверхности $T_0 = 273 + 15 = 288 \text{ К}$;

— на входе в бурильные трубы $T_r = 273 + 60 = 333 \text{ К}$;

— над УБТ $T_t = 288 + 2 \cdot 19 = 326 \text{ К}$;

— средняя температура в кольцевом пространстве $T = 307 \text{ К}$.

Поскольку давления и температуры относительно малы, принимается, что $z = z_0 = 1$. На устье скважины $p_1 = 0,11 \text{ МПа}$.

Из уравнения (10.21) определим ориентировочное значение расхода ($L = 0$: $p_2 = p_0$, $T = T_0$)

$$Q_{0r} = 0,0229 \cdot 16 = 0,366 \text{ м}^3/\text{с} = 22 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

С этого начального значения, приемлемого только для бурения неглубоких скважин, начинаются дальнейшие итерации. Вычислим значения следующих величин:

$$r = \frac{0,0355 \cdot 15 \cdot 2600}{3600 \cdot 0,366 \cdot 1,21} = 0,8684;$$

$$m = \frac{2 \cdot 1900 \cdot 9,81 (1 + 0,8684)}{287 \cdot 307} = 0,790;$$

$$\lambda = \frac{1 + 1,1 \cdot 0,8684}{\left(21g \frac{212,7 - 127}{1} + 1,14\right)^2} = 0,0780;$$

$$b = \frac{0,0780}{2 \cdot 9,81 (0,2127 - 0,127)} \left(\frac{0,366 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 307}{0,0229 \cdot 288} \right)^2 = 0,1347 \cdot 10^{12} \text{ Па},$$

Использовались формулы Никурадзе (10.9) и Успенского (10.11). Абсолютная шероховатость принималась равной 1 мм.

Из уравнения (10.18) следует, что

$$p_2^2 = e^{0,790} \cdot 0,11^2 \cdot 10^{12} + 0,1347 \cdot 10^{12} (e^{0,790} - 1) = 0,18876 \cdot 10^{12},$$

откуда

$$p_2 = 0,434 \text{ МПа}.$$

Из уравнения (10.21) определим расход воздуха при $p_2 = 0,434 \text{ МПа}$ и $T_t = 326 \text{ К}$.

$$Q_0 = 0,366 \sqrt{\frac{0,434 \cdot 10^6}{1,21 \cdot 287 \cdot 326}} = 0,366 \cdot 1,959 = 0,717 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Новое значение расхода значительно больше начального. Пересчитаем давление p_2 и после нескольких итераций найдем:

— расход воздуха в нормальных условиях $Q_0 = 0,9 \text{ м}^3/\text{с} = 54 \text{ м}^3/\text{мин}$;

— давление над УБТ $p_2 = 0,684 \text{ МПа}$.

При этих значениях Q_0 и p_2 получим $r=0,353$; $m=0,572$; $\lambda=0,0554$ и $b=0,57834 \cdot 10^{12}$. Если использовать формулу Уэймаута, значение λ будет значительно меньше (0,0213), откуда следуют меньшие значения Q_0 и p_2 .

Представляет интерес расчет реальных скоростей движения воздуха в устьевом оборудовании и непосредственно над УБТ:

$$v_0 = \frac{Q_0}{A_{ep}} = \frac{0,9}{0,0229} = 39,30 \text{ м/с};$$

$$v_1 = v_0 \frac{p_0}{p_1}; \quad v_1 = 39,30 \frac{1}{1,1} = 35,73 \text{ м/с};$$

$$v_2 = v_0 \frac{p_0 z_t T_t}{p_2 z_0 T_0}; \quad v_2 = 39,30 \frac{1 \cdot 326}{6,84 \cdot 288} = 6,50 \text{ м/с};$$

Заметим, что v_0 не совпадает с v_{ec} . Расход был рассчитан для обеспечения выноса шлама в наиболее трудных условиях (над УБТ), на поверхности он будет более чем достаточен.

Необходимую скорость восходящего потока над УБТ теперь можно вычислить непосредственно по формуле Реттингера:

$$v_2 = 1,2 \sqrt{\frac{4 \cdot 9,81}{3 \cdot 0,8}} \sqrt{\frac{2600 - 7,31}{7,31}} 5 \cdot 10^{-3} = 1,2 \cdot 5,385 = 6,46 \text{ м/с},$$

где плотность воздуха в призабойной зоне

$$\rho = \rho_0 \frac{p_2 T_0}{p_0 T_t}; \quad \rho = 1,21 \frac{6,84 \cdot 288}{1 \cdot 326} = 7,31 \text{ кг/м}^3.$$

Давление нагнетания воздуха. Определяется посредством вычисления абсолютного давления в различных точках циркуляционной системы начиная с известного значения давления на выкиде $p_i=0,11$ МПа.

В поперечном сечении кольцевого пространства непосредственно над УБТ давление уже известно, $p_2=0,684$ МПа.

На забое скважины

$$p_2 = \sqrt{0,684^2 \cdot 10^{12} \cdot e^{0,02845} + 1,7937 \cdot 10^{12} (e^{0,02845} - 1)} = 0,730 \text{ МПа},$$

где

$$A_{eg} = \frac{3,14}{4} (0,2127^2 - 0,152^2) = 0,0174 \text{ м}^2;$$

$$r = \frac{0,0355 \cdot 15 \cdot 2600}{3600 \cdot 0,9 \cdot 1,21} = 0,353;$$

$$m = \frac{2 \cdot 100 \cdot 9,81 (1 + 0,353)}{287 \cdot 325} = 0,02845;$$

$$\lambda = \frac{1 + 1,1 \cdot 0,353}{\left(21 \lg \frac{212,7 - 152}{1} + 1,14\right)^2} = 0,0627;$$

$$b = \frac{0,0627}{2 \cdot 9,81 (0,2127 - 0,152)} \left(\frac{0,9 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 325}{0,0174 \cdot 288^2} \right)^2 = 1,7937 \cdot 10^{12}.$$

Перепад давления в насадках долота определяется из графиков на рис. 10.1. Так, для $Q_0=54$ м³/мин с учетом поправочного температурного коэффициента $(T_0/T)^{0,5}=(288/326)^{0,5}=0,94$, диаметра насадок $d=16$ мм и давления на выходе $p_3=0,730$ МПа определим $p_i=0,968$ МПа.

Таким образом, $\Delta p_s=0,968-0,730=0,238$ МПа. Скорость струй, истекающих из насадок долота:

$$v_j = \frac{Q}{A_0} = \frac{4Q_0 z p_0 T_e}{\pi n d_0^2 p_e T_0} = \frac{4 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 0,1 \cdot 300,7}{3 \cdot 3,14 \cdot 16^2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,73 \cdot 288} = 213,40 \text{ м/с,}$$

т. е. меньше скорости звука.

Температура воздуха на выходе из насадок долота вычислена по следующему уравнению:

$$T_e = \frac{T_i}{\left(\frac{p_i}{p_e}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}; \quad T_e = \frac{326}{\left(\frac{0,968}{0,73}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 300,7 \text{ К.}$$

Давление воздуха на входе в УБТ определяется с помощью уравнения (10.19)

$$p_b = \sqrt{0,968^2 \cdot 10^{12} \cdot e^{-0,021} + 33,9543 \cdot 10^{12} (1 + e^{-0,021})} = 1,274 \text{ МПа,}$$

где

$$A_{ig} = \frac{3,14}{4} 0,0572^2 = 0,00257 \text{ м}^2;$$

$$m = \frac{2 \cdot 100 \cdot 9,81}{287 \cdot 325} = 0,021;$$

$$\lambda = \frac{0,009407}{\sqrt[3]{0,0572}} = 0,0244;$$

$$b = \frac{0,0244}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,0572} \left(\frac{0,9 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 325}{0,00257 \cdot 288} \right)^2 = 33,9543 \cdot 10^{12}.$$

Для расчета коэффициента λ была использована формула Уэймаута (10.10).

Давление воздуха на входе в колонну бурильных труб

$$p_a = \sqrt{1,274^2 \cdot 10^{12} \cdot e^{-0,3954} + 1,2315 \cdot 10^{12} (1 - e^{-0,3954})} = 1,223 \text{ МПа,}$$

где

$$A_{ip} = \frac{3,14}{4} 0,1086^2 = 0,00926 \text{ м}^2;$$

$$m = \frac{2 \cdot 1900 \cdot 9,81}{287 \cdot 328,5} = 0,3954;$$

$$\lambda = \lambda_{ip} + \xi_{ir} \frac{d_{ip}}{l_p}; \quad \lambda = \frac{0,009407}{\sqrt[3]{0,1086}} + 0,135 \frac{0,1086}{9} =$$

$$= 0,01972 + 0,00163 = 0,02135;$$

$$b = \frac{0,02135}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,1086} \left(\frac{0,9 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 328,5}{0,00926 \cdot 288} \right)^2 = 1,2315 \cdot 10^{12}.$$

В каждом замковом соединении колонны бурильных труб существуют местные потери давления вследствие сжатия и расширения потока воздуха; их значения зависят от давлений на входе и выходе замкового соединения. Кроме того, как и в насадках долота, сжатие и расширение потока сопровождаются изменениями температуры воздуха. Для упрощения использовались уравнения для несжимаемых флюидов с соответствующим увеличением коэффициента аэродинамического сопротивления λ . Используя уравнение (4.233), рассчитаем коэффициент местного сопротивления замкового соединения

$$\xi_{ir} = 1,5 \left[\left(\frac{d_{ip}}{d_{ir}} \right)^2 - 1 \right]^2; \quad \xi_{ir} = 1,5 \left[\left(\frac{0,1086}{0,09525} \right)^2 - 1 \right]^2 = 0,135.$$

Средняя температура

$$T = \frac{333 + 324}{2} = 328,5 \text{ K}.$$

Манифольд, стояк, шланг, вертлюг, ведущая труба и другие элементы циркуляционной системы приравняются по сопротивлению к 200 м трубопровода диаметром 100 мм.

Абсолютное давление нагнетания вычисляется по уравнению (10.22) где

$$P_r = \sqrt{1,223^2 \cdot 10^{12} + \frac{0,0203 \cdot 0,9^2}{0,1 \cdot 0,00785^2} \frac{333}{288} 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1,21 \cdot 200} =$$

$$= 1,253 \text{ МПа},$$

где

$$A_c = \frac{3,14}{4} 0,1^2 = 0,00785 \text{ м}^2;$$

$$\lambda = \frac{0,009407}{\sqrt[3]{0,1}} = 0,0203.$$

Давление, создаваемое компрессорами, равно 1,153 МПа. Следовательно, необходимо установить компрессоры, которые способны обеспечивать давление 1,6—1,8 МПа.

Мощность компрессора. Если предположить, что будут использованы двухступенчатые компрессоры, то из уравнения (10.26) при $\eta_m = 0,85$ и $\eta_{ad} = 0,93$ нетрудно определить мощность компрессора:

$$P = \frac{1}{0,85 \cdot 0,93} \frac{2 \cdot 1,4}{1,4 - 1} \left[\left(\frac{1,253}{0,1} \right)^{\frac{1,4 - 1}{2 \cdot 1,4}} - 1 \right] \times$$

$$\times 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,9 = 347 \text{ кВт}.$$

Бурение с использованием увлажненного воздуха. Главная трудность, с которой сталкиваются при бурении с продувкой

воздухом, обусловлена водо- или нефтепроявлениями из пробуренных пластов. Увлажненный шлам налипает на бурильные трубы и стенки скважины и может образовать сальники на бурильной колонне, что создает опасность ее прихвата. Шлам налипает также на долото, снижая тем самым эффективность разбуривания породы; в ряде случаев породы, образующие стенки скважины, теряют устойчивость. В результате резко возрастает потребный расход воздуха и давление нагнетания, необходимые для транспортирования шлама.

В увлажненных породах с притоком воды менее $0,2 \text{ м}^3/\text{ч}$ бурение можно продолжать при повышенном расходе воздуха с периодической «осушкой» ствола путем закачки в скважину порции пенообразующего вещества. При более сильных водопроявлениях ($0,2\text{—}0,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более) могут возникнуть весьма серьезные осложнения; для предотвращения налипания шлама в скважину закачиваются вода (из расчета $0,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 см диаметра ствола) и пенообразующее ПАВ ($2\text{—}20 \text{ л/ч}$). Вода выносятся из скважины в виде мелкодисперсных капель диаметром $3\text{—}10 \text{ мм}$, при этом расход воздуха требуется увеличить на $30\text{—}50 \%$ по сравнению с продувкой «сухим» воздухом, а давление нагнетания удвоить или даже утроить. Этот способ получил название бурения с использованием увлажненного воздуха.

ПАВ адсорбируются на поверхности частиц выбуренной породы, придавая им гидрофобные свойства, что препятствует их слипанию. В то же время молекулы ПАВ концентрируются на поверхности раздела воздух—вода, способствуя образованию огромного числа воздушных пузырьков. Эти пузырьки присоединяются к гидрофобным частицам породы, облегчая их перемещение по стволу скважины (подобно процессу флотации).

10.3. БУРЕНИЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АЭРИРОВАННЫХ ЖИДКОСТЕЙ

Этот способ бурения заключается в использовании в качестве циркулирующего агента газожидкостной смеси, приготовляемой на поверхности. Чаще всего к нему обращаются при разбуривании зон частичного или полного поглощения бурового раствора. При этом достигается увеличение проходки на долото на $60\text{—}145 \%$ и механической скорости бурения на $45\text{—}85 \%$ [4].

Собственно агентом выноса шлама является жидкая фаза: буровой раствор, вода или нефть. Воздух (или газы), диспергированный в виде пузырьков, способствует снижению давления в кольцевом пространстве и улучшению промывки забоя скважины.

Аэрация позволяет регулировать плотность бурового раствора в широких пределах (от 100 до 1000 кг/м^3), обеспечивая таким образом условия равновесия в системе скважина —

пласт. Для приготовления аэрированных растворов расходы жидкостей и воздуха составляют соответственно 10—90 л/с и 10—50 м³/мин при степенях аэрации от 7 до 70.

Аэрация промывочной жидкости производится несколькими способами. Наиболее распространенный из них заключается в нагнетании воздуха с помощью компрессоров непосредственно в нагнетательную линию буровых насосов. Диспергирование воздуха в виде мелких пузырьков осуществляется в аэраторах. На рис. 10.3 схематически изображены аэраторы двух типов: с металлокерамическим фильтром (*а*) и трубчатый (*б*). Существуют и другие способы аэрации, например перемешивание (в глиномешалке) бурового раствора с сильновспенивающим ПАВ до обильного насыщения раствора воздухом; впрыск с помощью эжектора в нагнетательную линию атмосферного воздуха или воздуха из компрессора низкого давления.

Бурение с применением аэрированных жидкостей осуществляется обычными буровыми установками с использованием дополнительных агрегатов и узлов: компрессоров, аэраторов, дегазаторов, вращающихся превенторов, обратных клапанов и т. д.

На рис. 10.4 показана схема бурения с использованием аэрированных жидкостей. От компрессорной установки 1 воздух под высоким давлением поступает в коллектор 2, затем через нагнетательный трубопровод 3 — в аэратор 4, смонтированный на линии нагнетания буровых насосов 5. Отсюда смесь воздуха с жидкостью подается в циркуляционную систему скважины. При выходе из кольцевого пространства насыщенная шламом смесь проходит через систему, создавая противодействие на устье скважины 6, и поступает в дегазатор 7. Воздух удаляется в атмосферу, а промывочная жидкость направляется в систему очистки — вибросита 8, гидроциклоны и при необходимости через дегазатор 9 поступает в приемные емкости 10.

Если в качестве жидкой фазы используется вода, дегазатор может отсутствовать, но когда используется нефть (например, при вскрытии продуктивных пластов), применение дегазатора обязательно, поскольку сепарацию в этом случае необходимо

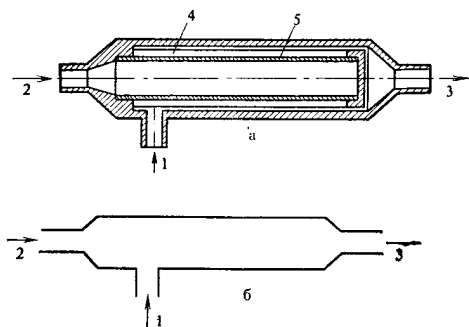


Рис. 10.3. Аэраторы:

а — с металлокерамическим фильтром и перфорированной трубой; *б* — в виде простой трубы; 1 — вода; 2 — воздух; 3 — смесь; 4 — металлокерамический фильтр; 5 — перфорированная труба.

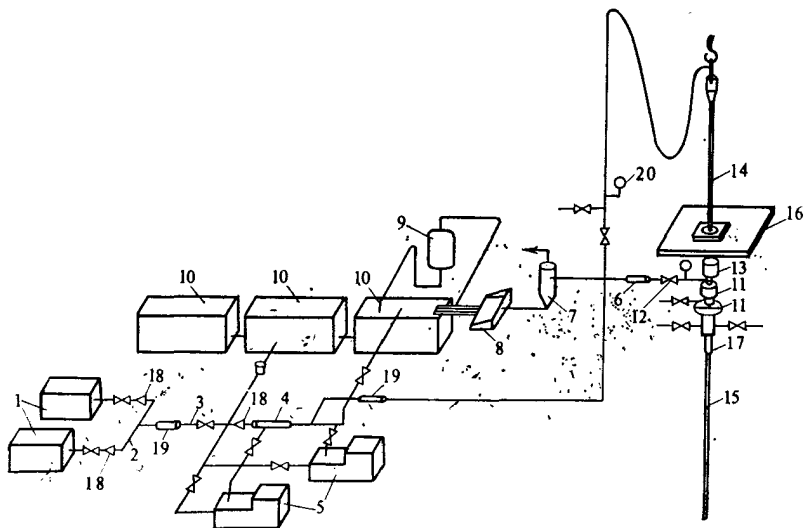


Рис. 10.4. Схема установки для бурения с использованием аэрированных жидкостей

производить в две ступени. Для аэрации можно также использовать природные газы с последующим их сжатием, однако такая система аэрации неэкономична [4].

На устье скважины над противовыбросовым устройством 11 устанавливается вращающийся превентор 13 с отводной линией 12. Его роль заключается в обеспечении уплотнения между устьем скважины и ведущей трубой 14 в процессе бурения или бурильными трубами 15 при проведении спуско-подъемных операций. Он предотвращает разбрызгивание аэрированной жидкости на пол 16 буровой и обеспечивает поддержание нужного противодавления в кольцевом пространстве. При бурении с использованием аэрированной воды в разрезах, не содержащих пластов высокого давления, достаточно обеспечить противодавление 0,1—0,15 МПа. Обычно работы ведутся при противодавлении на устье 0,2—0,5 МПа, однако при наличии в разрезе пластов, содержащих флюиды под высоким давлением, оно может быть значительно выше.

В бурильной колонне под ведущей трубой и над долотом устанавливаются обратные клапаны 17. Они препятствуют поступлению пластовых флюидов в бурильную колонну, предотвращают зашламование долота и турбобура при снижении давления в линии нагнетания перед развинчиванием ведущей трубы.

Обратные клапаны устанавливаются также на линиях нагнетания насосов и компрессоров 18. Для контроля и регулирования расхода жидкости и воздуха устанавливаются соответствующие расходомеры 19 и манометры 20 на стояке.

Противодавление на устье скважины создается с помощью регулируемого штуцера или системы задвижек, имеющих плашки с просверленными отверстиями разного диаметра [4, 17]. На рис. 10.5 показаны два типа штуцеров переменного проходного сечения: с гидро- и пневмоуправлением.

Иногда в аэрированный раствор добавляют поверхностно-активные вещества. Они способствуют увеличению степени диспергирования воздуха, значительно уменьшают его проскальзывание в жидкости и в конечном счете снижают потери давления на трение, увеличивают выносную способность промывочной жидкости, уменьшают давление нагнетания и давление в кольцевом пространстве, а также способствуют снижению пульсаций давления в скважине.

Способ бурения с использованием аэрированных жидкостей (воды или бурового раствора) начали применять в СССР и США еще в 50-х годах. Только за период с 1966 по 1974 г. в СССР этим способом было пробурено 210 000 м горных пород в более чем 300 скважинах глубиной до 3000 м, главным образом в интервалах с частичным или полным поглощением промывочной жидкости.

Особый интерес при бурении этим способом представляет распределение давления в различных элементах циркуляционной системы и влияние на него степени аэрации. Этим определяется выбор оптимальных расходов жидкости и воздуха, а также оборудования, необходимого для создания лучшего технологического и энергетического режима бурения скважины.

На рис. 10.6 показано изменение давления в циркуляционной системе скважины глубиной 280 м, обсаженной колонной труб диаметром 0,324 м при различных расходах воздуха [4]. Отдельные участки графика характеризуют перепады давления в различных элементах системы: 1—2 — в бурильных трубах (диаметром 114 мм); 2—3 — в УБТ (диаметром 146 мм); 3—4 — в турбобуре; 4—5 — в долоте (с центральным отверстием диаметром 50 мм) и в кольцевом пространстве (между турбобуром и УБТ); 5—6 — в кольцевом пространстве за бурильными трубами.

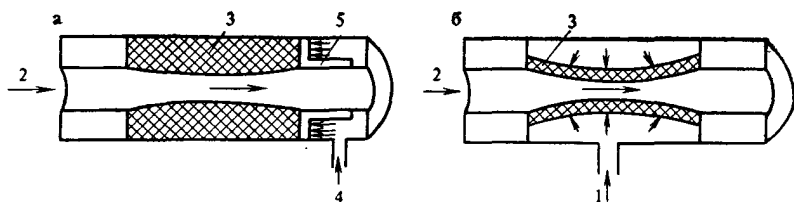


Рис. 10.5. Насадки с переменным сечением:

a — с гидроуправлением; *б* — с пневмоуправлением; 1 — азот; 2 — газожидкостная смесь; 3 — резина; 4 — жидкость; 5 — поршень

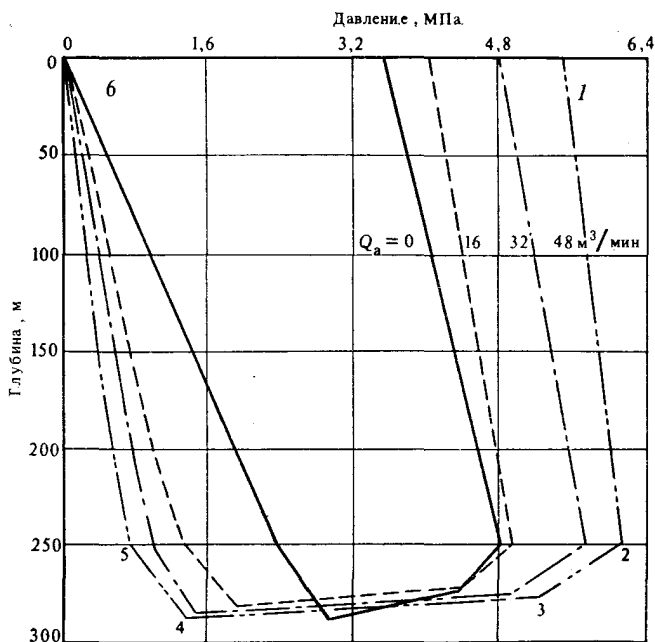


Рис. 10.6. Распределение давления в скважине при прямой циркуляции аэрированной жидкости ($Q_i = 28,7$ л/с)

На рис. 10.7 показано изменение давления в скважине (при обратной циркуляции аэрированной промывочной жидкости) глубиной 1500 м, обсаженной колонной труб диаметром 168 мм; в скважине находятся 63,5-мм бурильные трубы без долота [2]. Расход воды в системе циркуляции $Q = 3$ л/с.

Следует отметить снижение давления в кольцевом пространстве при прямой циркуляции в бурильных трубах и при обратной циркуляции с увеличением степени аэрации a .

Рассмотрим некоторые закономерности изменения давления в скважине в случае прямой циркуляции аэрированной промывочной жидкости.

В кольцевом пространстве скважины давление в любой точке уменьшается с увеличением степени аэрации a , вплоть до некоторых ее значений, когда это уменьшение давления становится незначительным. Качественно этот факт можно объяснить следующим образом: давление в некоторой точке кольцевого пространства равно гидростатическому давлению столба аэрированной смеси p_{am} плюс давление p_f , необходимое для преодоления трения, и противодействие на устье скважины. С увеличением степени аэрации p_{am} уменьшается, а p_f возрастает вследствие увеличения расхода смеси.

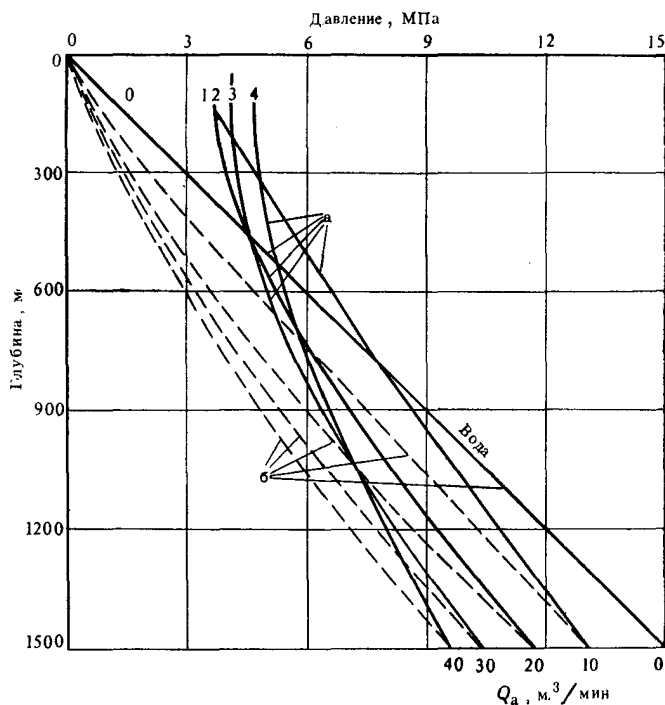


Рис. 10.7. Распределение давления в скважине при обратной циркуляции азрированной жидкости ($Q_l=3$ л/с):
 а — кольцевое пространство; б — буровые трубы

По мере продвижения к поверхности воздух расширяется и плотность смеси, как правило, уменьшается. Изменения скоростей и плотности смеси в сочетании с некоторыми другими качественными изменениями структуры и режима течения приводят в конечном счете к нелинейному распределению давления в кольцевом пространстве скважины.

При одной и той же степени азрации распределение давления в скважине весьма мало зависит от расхода азрированной смеси даже при весьма широком диапазоне изменения скорости восходящего потока (от 0,2 до 0,9 м/с); увеличение потерь давления на трение компенсируется снижением плотности азрированной смеси.

В насадках долота, в турбобуре или других местных сопротивлениях циркуляционной системы перепад давления заметно растет с повышением степени азрации и, разумеется, с увеличением расхода смеси. Как можно заключить из графиков на рис. 10.6, с увеличением отношения Q_a/Q_l давление на выходе падает, а давление на входе и, следовательно, перепад давления растут. Например, при циркуляции воды с расходом $Q_l=25$ л/с

(расход воздуха равен нулю) через двухсекционный турбобур на глубине 280 м замерены следующие параметры: давление на входе $p_i=5,0$ МПа, давление на выходе $p_e=2,7$ МПа и $\Delta p=p_i-p_e=2,3$ МПа. При том же расходе воды и расходе воздуха $Q_a=48$ м³/мин $p_e=1,2$ МПа, $p_i=6,6$ МПа и $\Delta p=5,4$ МПа [4].

В колонне бурильных труб давление на входе зависит от давления на ее нижнем конце, но разница между этими давлениями всегда уменьшается с увеличением степени аэрации a . Уменьшение потерь давления происходит вследствие уменьшения плотности аэрированной смеси с возрастанием a . Нелинейность распределения давления в колонне бурильных труб обусловлена изменением плотности смеси, которая вследствие сжимаемости увеличивается с глубиной. В то же время расход смеси с ростом глубины скважины уменьшается и вместе с ним уменьшаются потери на трение.

Давление нагнетания, как правило, возрастает с повышением степени аэрации (см. рис. 10.6). Движение аэрированных жидкостей явилось предметом теоретических и экспериментальных исследований многих специалистов [18—24].

Однако эта проблема решена еще не полностью. Законы течения гомогенных сред для данной задачи неприемлемы. Смесь является гетерогенной системой, характеристики и режим течения которой в процессе циркуляции не остаются постоянными вследствие изменения давления и температуры. В системе циркуляции при использовании аэрированных жидкостей можно выделить области течения жидкости с воздушными пузырьками, с воздушными пробками и даже области течения аэрозолей. Растворимость воздуха (в зависимости от давления), межфазовое натяжение на границе раздела газ—жидкость и предельное напряжение сдвига большинства промывочных жидкостей — все эти факторы еще более усложняют задачу течения аэрированных сред (многочисленные результаты исследований, факты, гипотезы приводятся в трактовке Межлумова [4]).

Представляет интерес методика расчета, предложенная Шерберстовым и Леоновым, поскольку результаты их расчетов наиболее близки к экспериментальным данным [2, 4].

Принимаются следующие допущения:

- 1) инерционными членами в уравнениях течения можно пренебречь;
- 2) температура остается постоянной и равной среднему значению;
- 3) коэффициент $z=z(p, T)=\bar{z}=\text{const}$;
- 4) наличие шлама не учитывается;
- 5) режим течения в скважине один и тот же;
- 6) коэффициент гидравлического сопротивления λ постоянный (в действительности он зависит от критериев Re и Фруда для потока смеси, переменных по глубине скважины);

7) растворимость воздуха в жидкости пренебрежимо мала. Уравнение течения двухфазной смеси

$$\frac{dp}{dx} = [\varphi \rho_a + (1 - \varphi) \rho_l] g + \frac{\lambda}{2D_{ec}} [\varphi \rho_a v_a^2 + (1 - \varphi) \rho_l v_l^2]. \quad (10.27)$$

Уравнения неразрывности

$$\begin{aligned} \varphi A \rho_a g v_a &= Q_a \rho_a g = G_a = \text{const}; \\ (1 - \varphi) A \rho_l g v_l &= Q_l \rho_l g = G_l = \text{const}. \end{aligned} \quad (10.28)$$

$$p = \rho_a z R T; \quad \rho_l = \text{const}. \quad (10.29)$$

В этих уравнениях $p(x)$ — абсолютное давление в точке x ; $T(x)$ — абсолютная температура; x — осевая координата; ρ_a — плотность воздуха; ρ_l — плотность жидкости; D_{ec} — эквивалентный диаметр канала течения; g — ускорение свободного падения; v_a — скорость воздуха; v_l — скорость жидкости; G_a — массовый расход воздуха; G_l — массовый расход жидкости; R — константа (для воздуха 287 Дж/(кг·К)); A — площадь проходного сечения; φ — часть площади A , занимаемая воздухом; Q_a — объемный расход воздуха (меняется в зависимости от x); Q_l — объемный расход жидкости.

Пусть p_1 — абсолютное давление на конце трубы (у поверхности в случае течения через кольцевое пространство). Определить давление на забое скважины p_2 .

Используя уравнения (10.28) и (10.29), приведем уравнение (10.27) к виду

$$\frac{dp}{d\xi} = 1 - \varphi(1 - p) + \frac{\lambda}{2} k^2 \left(\frac{\eta^2}{\varphi P} + \frac{1}{1 - \varphi} \right), \quad (10.30)$$

где

$$P = \frac{p}{2\rho_l R T}; \quad \xi = \frac{x}{2R T}; \quad k^2 = \frac{Q^2}{g D_{ec} A^2};$$

$$\eta = \frac{G_a}{G_l} = \frac{Q_a \rho_a}{Q_l \rho_l} = a \frac{\rho_a}{\rho_l}.$$

Доля проходного сечения φ , занимаемого воздухом, переменная по всей длине колонны и зависит от многочисленных факторов: расхода воздуха и жидкости, поверхностного натяжения, плотности и вязкости жидкой фазы, давления и размеров канала течения.

Арманд, Телетов и др. экспериментальным путем установили, что $\varphi = f\beta$, где β — объемное содержание воздуха;

$$\beta = \frac{Q_a}{Q_a + Q_l} = \frac{\eta}{\eta + P}.$$

Для коэффициента f были получены следующие значения:

$$f = 0,81, \text{ если } Fr \geq 3,72; \quad (10.31)$$

$$f = \frac{2,2 \sqrt{Fr}}{1 + 2,2 \sqrt{Fr}}, \text{ если } Fr < 3,72, \quad (10.32)$$

где критерий Фруда определяется по формуле

$$Fr = \frac{Q_l^2}{g D_{ec} A^2 (1 - \beta)^2} = \frac{k^2}{(1 - \beta)^2}.$$

Подставляя значения φ в (10.30), нетрудно выполнить его интегрирование.

После несложных преобразований, отбрасывая некоторые несущественные члены и возвращаясь к исходным переменным, получим следующие выражения:

$$x_1 = \frac{1}{\rho_l g \beta_1} \left[p - p_1 + p_0 \frac{\bar{zT}}{z_0 T_0} \cdot a \frac{B_1 - C_1}{B_1} \ln \frac{p + p_0 a \frac{C_1}{B_1}}{p_1 + p_0 a \frac{C_1}{B_1}} \right]; \quad (10.33)$$

$$x_2 = \frac{n}{\rho g \beta_2} \left[p - p_1 + p_0 \frac{\bar{zT}}{z_0 T_0} \cdot a \frac{\beta_2 - n C_2}{n B_2} \ln \frac{p}{p_1} \right], \quad (10.34)$$

где

$$B_1 = 1 + 0,81\eta + \frac{\lambda}{2} k^2 \frac{\eta + 0,81}{0,81};$$

$$C_1 = 0,19 + \frac{\lambda}{2} k^2 \left[1 + \frac{\eta}{\eta + 0,81} \right];$$

$$B_2 = m + \eta + n^2 m; \quad C_2 = 2mn;$$

$$m = \frac{\lambda}{2} k^2 \frac{n\eta + 1}{n}; \quad n = 1 + \frac{1}{2,2k}.$$

Если приравнять выражения для коэффициента f из уравнений (10.31) и (10.32), можно определить диапазоны применимости формул (10.33) и (10.34)

$$p^* = p_0 \frac{ak}{1,93 - k} \frac{\bar{zT}}{z_0 T_0}. \quad (10.35)$$

Таким образом, формула (10.33) приемлема при $p < p^*$, а формула (10.34) — при $p > p^*$.

Решение двух трансцендентных уравнений (10.33) и (10.34) относительно p возможно только графическим или численным методом.

Эти уравнения можно записать так:

$$M + \lg M = N, \quad (10.36)$$

где M является некоторой (неизвестной) линейной функцией давления, а N представляет собой известную величину, определяемую с помощью исходных данных. Выясняется, что при достаточно больших или малых значениях N уравнение (10.36) можно аппроксимировать следующим образом:

$$M = N - \lg N \text{ при } N > N_M;$$

$$M = 10^N \text{ при } N < N_m. \quad (10.37)$$

Если принять $N_m = -2$, а $N_M = 5$, то погрешность аппроксимации будет менее 2 %. Для значений N от N_m до N_M решения уравнения (10.36) приводятся на рис. 10.8.

На основании результатов этих расчетов получим для формулы (10.33):

$$N_1 = x_1 \frac{\rho_1 g B_1}{s_1} + \frac{\rho_1 + \rho_0 a \frac{C_1}{B_1}}{s_1} + \lg \frac{\rho_1 + \rho_0 a \frac{C_1}{B_1}}{s_1}; \quad (10.38)$$

$$p = M_1 s_1 - \rho_0 a \frac{C_1}{B_1} \quad (10.39)$$

при

$$s_1 = 2,3 a p_0 \frac{\bar{z} \bar{T}}{z T} \frac{B_1 - C_1}{B_1}; \quad (10.40)$$

для формулы (10.34):

$$N_2 = x_2 \frac{\rho_1 g B_2}{n s_2} + \frac{\rho_1}{s_2} + \lg \frac{\rho_1}{s_2}; \quad (10.41)$$

$$p = M_2 s_2 \quad (10.42)$$

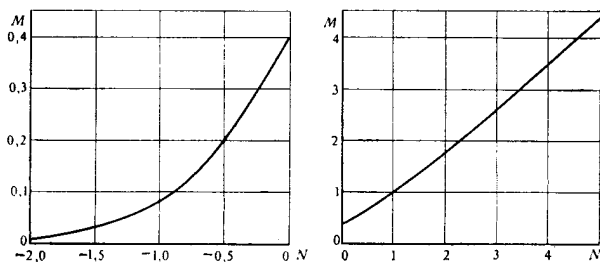


Рис. 10.8. Графики для решения уравнения $M + \lg M = N$

при

$$s_2 = 2,3ap_0 \frac{\bar{z}\bar{T}}{z_0 T_0} \frac{B_2 - nC_2}{nB_2}. \quad (10.43)$$

При выполнении численных расчетов было установлено, что при $\eta \leq 0,2$, $k < 1$ и $\xi \geq 0,01$; при изменении коэффициента λ от 0,025 до 0,090 давление варьирует незначительно (не более чем на 15 %). Поэтому Шеберстов и Леонов предлагают среднее значение $\lambda = 0,05$. В работах [20] и [22] рекомендуется использовать λ от 0,025 до 0,035. Если пренебречь потерями на трение ($\lambda = 0$), то уравнения (10.33) и (10.34) значительно упрощаются; если к тому же пренебречь и эффектом проскальзывания фаз ($\varphi = \beta$) и принять $\eta = 0$, то эти два уравнения сводятся к одному

$$x = \frac{1}{\rho_l g} \left[p - p_1 + p_0 a \ln \frac{p}{p_1} \right]. \quad (10.44)$$

Используя графики рис. 10.8, получим

$$p = 2,3ap_0 M \quad (10.45)$$

при

$$N = x \frac{\rho_l g}{s} + \frac{p_1}{s} + 1g \frac{p_1}{s} \quad (10.46)$$

и

$$s = 2,3ap_0. \quad (10.47)$$

Для определения потерь давления в насадках долота Мукминов и Мавлютов предлагают такое соотношение:

$$\Delta p_s = \Delta p_l \frac{\rho_l + ap_0}{\rho_l} \left(1 + \frac{ap_0}{p_e + 0,5\Delta p_l} \right), \quad (10.48)$$

где Δp_l — потери давления при циркуляции неаэрированной жидкости; p_e — давление на выходе.

Пример 10.2. Определить давление на забое и давление нагнетания при циркуляции водовоздушной смеси в скважине глубиной $H = 1500$ м. В скважине находятся бурильные трубы с наружным диаметром $d_e = 114$ мм и внутренним диаметром $d_i = 92,25$ мм; долото отсутствует. Диаметр скважины $D_s = 190$ мм. Известны: $Q_l = 15$ л/с, $Q_0 = 18$ м³/мин, $\rho_0 = 1,29$ кг/м³, $\rho_l = 1000$ кг/м³, $p_l = 0,2$ МПа, $p_0 = 0,1$ МПа, $T_0 = 237$ К. Принимается: $z = z_0 = 1$, $\bar{T} = 300$ К, $\lambda = 0,05$ в кольцевом пространстве и $\lambda = 0,03$ в бурильных трубах. Наличие замковых соединений не учитывается.

Решение

Степень аэрации

$$a = \frac{Q_0}{Q_l}; \quad a = \frac{18 \cdot 10^3}{60 \cdot 15} = 20.$$

В кольцевом пространстве. Определяются величины:

$$\eta = 20 \frac{1,29}{1000} = 0,0258;$$

$$A = \frac{3,14}{4} (0,190^2 - 0,114^2) = 0,01815 \text{ м}^2;$$

$$k^2 = \frac{15^2 \cdot 10^{-6}}{9,81 (0,190 - 0,114) 0,01815^2} = 0,916; \quad k = 0,957;$$

$$p^* = 0,1 \cdot 10^6 \frac{20 \cdot 0,957}{1,93 - 0,957} \frac{300}{273} = 2,162 \text{ МПа};$$

$$B_1 = 1 + 0,81 \cdot 0,0258 + \frac{0,05}{2} 0,916 \frac{0,0258 + 0,81}{0,81} = 1,0445;$$

$$C_1 = 0,19 + \frac{0,05}{2} 0,916 \left[1 + \frac{0,0258}{0,0258 + 0,81} \right] = 0,2136.$$

В уравнение (10.33) подставим p^* вместо p и определим глубину, до которой приемлемо соотношение (10.31):

$$x^* = \frac{0,1 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 9,81 \cdot 1,0455} \left[21,62 - 2 + 20 \frac{300}{273} \frac{1,0455 - 0,2136}{1,0445} \times \right. \\ \left. \times \ln \frac{21,62 + 20 \frac{0,2136}{1,0445}}{2 + 20 \frac{0,2136}{0,0445}} \right] = 437,2 \text{ м.}$$

Поскольку $H = 1500 > 437,2 \text{ м} = x^*$, для дальнейших расчетов используется формула (10.34) при $x_2 = 1500 - 437,2 = 1062,8 \text{ м}$ и $p_1 = p^* = 2,162 \text{ МПа}$. Теперь вычислим

$$n = 1 + \frac{1}{2 \cdot 2 \cdot 0,957} = 1,475;$$

$$m = \frac{0,05}{2} 0,916 \frac{1,475 \cdot 0,0258 + 1}{1,475} = 0,0161;$$

$$B_2 = 1,475 + 0,0258 + 1,475^2 \cdot 0,0161 = 1,536;$$

$$C_2 = 2 \cdot 0,0161 \cdot 1,475 = 0,0475;$$

$$s_2 = 2,3 \cdot 20 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \frac{300}{273} \frac{1,536 - 1,475 \cdot 0,0475}{1,475 \cdot 1,536} = 3,271 \text{ МПа};$$

$$N_2 = 1062,8 \frac{9,81 \cdot 10^3 \cdot 1,536}{1,475 \cdot 3,271 \cdot 10^6} + \frac{2,162}{3,271} + \lg \frac{2,162}{3,271} = 3,8.$$

Из рис. 10.8, б [или решая методом последовательных приближений уравнение (10.36)] найдем, что $M_2 = 3,285$.

Давление на забое

$$p_t = 3,285 \cdot 3,271 \cdot 10^6 = 10,75 \text{ МПа.}$$

При отсутствии аэрирования воды статическое давление на забое

$$p_t = \rho_t g H; \quad \rho_t = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 1500 = 14,715 \text{ МПа,}$$

а давление в процессе циркуляции (при тех же значениях λ)

$$p_i = 14,715 \cdot 10^6 + \frac{0,05 \cdot 15^2 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,01815^2} \frac{1500}{(0,190 - 0,114)} 10^3 = 15,05 \text{ МПа.}$$

Таким образом, посредством аэрирования достигается снижение давления на забой скважины на 4,3 МПа.

Использование упрощенного уравнения (10.44) приведет к результату, весьма отдаленному от полученного выше: 7,64 МПа вместо 10,75 МПа.

В бурильных трубах движение является нисходящим; поэтому в уравнениях (10.33) и (10.34) величина x принимается со знаком минус. Роль p_1 играет уже известное давление на забое.

$$A = \frac{3,14}{4} 0,0925^2 = 0,00672 \text{ м}^2;$$

$$k^2 = \frac{15^2 \cdot 10^{-6}}{9,81 \cdot 0,0925 \cdot 0,00672^2} = 5,49; \quad k = 2,343;$$

$$p^* = 0,1 \cdot 10^6 \frac{20 \cdot 2,343}{1,93 - 2,343} \frac{300}{273} < 0.$$

Следовательно, приемлем только второй вариант расчета:

$$n = 1 + \frac{1}{2,2 \cdot 2,343} = 1,194;$$

$$m = -\frac{0,030}{2} 5,49 \frac{1,194 \cdot 0,0258 + 1}{1,194} = -0,07109;$$

$$B_2 = 1,194 + 0,258 - 1,194^2 \cdot 0,07109 = 1,1184;$$

$$C_2 = -2 \cdot 0,07109 \cdot 1,194 = -0,16976;$$

$$s_2 = 2,3 \cdot 20 \cdot 10^6 \frac{300}{273} \frac{1,1184 + 1,194 \cdot 0,16976}{1,194 \cdot 1,1184} = 5 \text{ МПа};$$

$$N_2 = -1500 \frac{10^6 \cdot 9,81 - 1,1184}{1,194 \cdot 5 \cdot 10^6} + \frac{10,715}{5} + 1g \frac{10,715}{5} = -0,2826.$$

Из графиков на рис. 10.8, а определим, что $M_2 = 0,276$. Тогда давление нагнетания

$$p_r = 0,276 \cdot 5 \cdot 10^6 = 1,38 \text{ МПа.}$$

10.4. БУРЕНИЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭРЛИФТА

Этот метод бурения является разновидностью бурения с использованием аэрированных жидкостей. Отличие заключается в том, что в данном случае воздух в скважину подается через отдельный циркуляционный канал и на определенной глубине вводится непосредственно в восходящий поток.

Такой частичной аэрацией достигается несколько целей:

- снижение давления в кольцевом пространстве в пределах зон поглощения бурового раствора или продуктивных зон;
- уменьшение давления нагнетания на насосах, что позволяет увеличить расход в системе циркуляции;

— подъем на поверхность жидкости, содержащей шлам, особенно когда невозможно создать нормальную циркуляцию насосами (полное поглощение бурового раствора, скважины большого диаметра).

По сравнению с методом аэрации по всей глубине скважины нагнетание воздуха непосредственно в затрубное пространство позволяет значительно снизить давление, создаваемое компрессорами.

В Румынии этот способ широко применяется при бурении гидрогеологических скважин, а также скважин большого диаметра (шахтных стволов). В США и Ливии он применяется в процессе бурения нефтяных скважин при прохождении зон с катастрофическим поглощением бурового раствора до глубин почти 5000 м [25—29]. Степень аэрации изменяется в широких пределах — от 7 до 60 (и даже более) в зависимости от требуемого снижения давления в затрубном пространстве.

Существуют различные системы и принципиальные схемы бурения с использованием эрлифта, которые можно подразделить по следующим признакам:

1) схеме циркуляции: прямая, обратная или комбинированная;

2) каналу нагнетания воздуха: параллельные трубы; концентричные (двойные или тройные) трубы; с дополнительной обсадной колонной; с трубой, прикрепленной к наружной стенке обсадной колонны;

3) источнику жидкости в скважине: закачивается с поверхности, непрерывно свободно поступает в затрубное пространство скважины с поверхности и поступает из разбуриваемых пластов.

На рис. 10.9 показано несколько схем бурения с использованием эрлифта.

Схему бурения с прямой циркуляцией, в которой до глубины нагнетания воздуха спускается двойная колонна труб (см. рис. 10.9, а), применяли в США [26, 27, 29] и в Румынии в зонах с полным поглощением бурового раствора. Использовались бурильные трубы диаметром 127 мм, внутри которых на бурильных замках укреплялись трубы диаметром 63,5 мм. Таким способом была пробурена скважина в шт. Юта (США) в интервале 3860—4530 м со статическим уровнем жидкости 825 м [29].

Система обратной циркуляции с параллельными трубами для нагнетания воздуха (см. рис. 10.9, б) обычно применяется при бурении скважин на воду.

Известны также такие схемы циркуляции, когда воздух закачивается через кольцевое пространство между двумя обсадными колоннами (СССР, США). Во внутренней колонне на определенной глубине предусмотрены отверстия, а пространство между трубами ниже этих отверстий иногда герметизируется с помощью пакера. В одном из вариантов предполагается

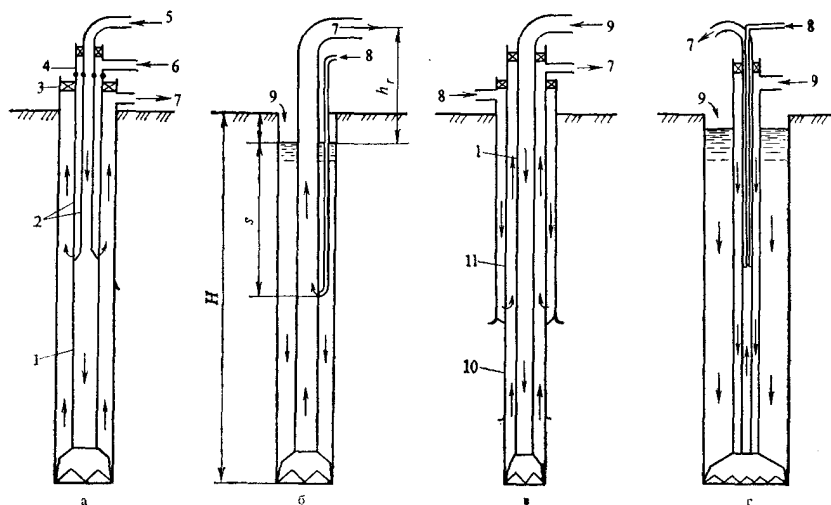


Рис. 10.9. Эрлифтные системы:

а — с двумя concentричными колоннами; *б* — с двумя эксцентричными колоннами; *в* — с дополнительной обсадной колонной; *г* — с тремя concentричными колоннами; *1* — обычные буровые трубы; *2* — две соосные колонны; *3* — вращающийся превентор; *4* — двойная гидравлическая головка; *5* — жидкость (воздух); *6* — воздух (жидкость); *7* — аэрированная жидкость; *8* — воздух; *9* — жидкость; *10* — хвостовик; *11* — колонна, спускаемая до подвески хвостовика

использовать дополнительную обсадную колонну (см. рис. 9, *в*). Это позволяет регулировать глубину нагнетания воздуха. Такая система использовалась в 1971—1972 гг. в СССР [4]. В другом варианте, реализованном в шт. Юта (США), для закачки воздуха применялась колонна малого диаметра, укрепленная на внешней стенке обсадной колонны и зацементированная заодно с ней [28]. Однако этот вариант предполагает некоторое увеличение диаметра скважины. Так, для того чтобы можно было спустить обсадную колонну диаметром 219 мм с внешними трубами диаметром 52,4 мм, бурение пришлось вести долотами диаметром 371 мм вместо обычных 295-мм долот. Таким способом скважины бурили до глубины 2100 м при глубине нагнетания воздуха 760 м.

Все указанные варианты с дополнительной колонной хотя и кажутся усложненными, но обладают большим преимуществом — они позволяют осуществлять прямую циркуляцию, которая обеспечивает эффективную очистку забоя скважины.

В скважинах очень большого диаметра, когда для обеспечения необходимой скорости восходящего потока требуется обратная циркуляция, один из способов улучшения очистки забоя заключается в прямом нагнетании к забою через насадки долота дополнительного объема промывочной жидкости. Для этой системы необходимы три циркуляционных канала (см. рис. 10.9, *г*). Закачиваемый через насадки долота объем жидко-

сти составляет 25—50 % от общего объема жидкости, поступающего из скважины в выкидную линию.

При разработке гидравлической программы бурения с использованием эрлифта к определяющим параметрам относятся следующие:

- глубина ввода воздуха в скважину;
- расход закачиваемой жидкости;
- расход воздуха;
- давление, создаваемое компрессорами в момент пуска и при установившемся режиме нагнетания;
- расход закачиваемой жидкости;
- давление нагнетания;
- поперечные размеры проходных каналов.

Указанные параметры являются взаимозависимыми, и выбор их оптимальных значений сводится либо к обеспечению определенного давления в кольцевом пространстве, либо к транспортированию выбуренной породы с минимальными затратами энергии. Некоторые из этих параметров определяются опытным путем или с учетом характеристик используемого оборудования: компрессоров, бурильных труб и т. п.

Расход промывочной жидкости устанавливается с таким расчетом, чтобы обеспечить вынос шлама и по возможности наиболее эффективную очистку забоя. При этом для расчета можно использовать уравнения, приведенные в главах 7 и 8. В качестве ориентировочных можно принять следующие скорости восходящего потока:

- при прямой циркуляции 0,5—1,0 м/с;
- при обратной циркуляции, если нет опасности размыва стенок скважины, до 3 м/с ниже точки ввода и до 4,5 м/с на выходе аэрированной жидкости из скважины; такие относительно высокие скорости необходимы прежде всего при бурении скважин большого диаметра, когда объемы выбуренной породы особенно велики.

В последнем случае рекомендуется минимальный расход $Q = 1,5D_s$ (где Q выражается в м³/мин, а D_s в м).

Введем обозначения:

h_r — расстояние от выходной линии до уровня жидкости в скважине;

h_i — расстояние от поверхности до уровня жидкости в скважине;

s — расстояние от уровня жидкости в скважине до точки ввода воздуха;

H — глубина скважины (см. рис. 10.9, б).

В начале нагнетания требуемое давление воздуха в точке ввода

$$p_i = sg\rho_l + p_0. \quad (10.49)$$

При установившемся режиме нагнетания уровень жидкости в кольцевом пространстве будет несколько ниже исход-

ного. Однако для упрощения допустим, что давление нагнетания при этом остается неизменным.

В восходящем газожидкостном потоке от точки ввода до поверхности давления вычисляется с помощью уравнений (10.33) и (10.34), в которых $x = h_r + s$, а p — давление газа в точке ввода. Степень аэрации a можно определить путем решения этих уравнений методом последовательных приближений.

Для упрощения расчета воспользуемся приближенным выражением (10.44), из которого следует, что

$$a = \frac{g\rho_r(h_r + s) - (p_i - p_1)}{p_0 \ln \frac{p_i}{p_1}}. \quad (10.50)$$

Введем коэффициент погружения

$$k_s = \frac{s}{s + h_r}. \quad (10.51)$$

С учетом этого выражения зависимость для a можно записать в таком виде:

$$a = \frac{\frac{1 - k_s}{k_s} g\rho_l + (p_1 - p_0)}{p_0 \ln \frac{sg\rho_l + p_0}{p_1}} = \frac{g\rho_l h_r + (p_1 - p_0)}{p_0 \ln \left(\frac{k_s h_r}{1 - k_s} \frac{g\rho_l}{p_1} + \frac{p_0}{p_1} \right)}. \quad (10.52)$$

Из этих уравнений следует, что при заданной глубине нагнетания чем выше коэффициент погружения, тем меньше может быть степень аэрации и тем выше давление нагнетания в точке ввода, и наоборот. Таким образом, при определенных значениях h_r и Q_1 существуют оптимальные значения k_s , следовательно, и Q_0 и p_i , при которых затраты энергии (на компрессорах) будут минимальными.

Из теории газлифта известно, что существует оптимальная степень аэрации, при которой коэффициент выноса жидкости является максимальным. При очень малых расходах воздуха последний проскальзывает через жидкость, не увлекая ее, а при очень больших расходах жидкость отжимается к стенкам и вся энергия воздуха расходуется на трение (рис. 10.10) [27, 30].

Опыт бурения с использованием эрлифта показал, что для обеспечения эффективного режима циркуляции значения коэффициента погружения k_s , должны находиться в пределах 0,5—0,8. В этих условиях к. п. д., определяемый как отношение между полезной гидравлической мощностью $p_i Q_i$ и мощностью компрессоров, изменяется от 0,25 до 0,40 [26, 27] (против 0,50—0,80 при добыче нефти газлифтным способом).

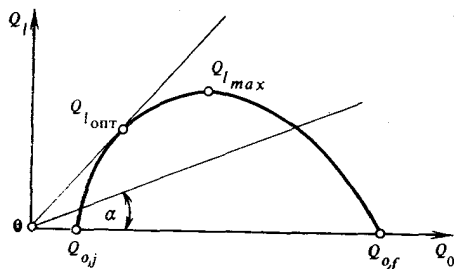


Рис. 10.10. Зависимость объема увлекаемой жидкости от объема закачанного воздуха

Поскольку при определении степени аэрации с помощью уравнений (10.50) или (10.52) не принимались во внимание проскальзывание газа в жидкости и потери на трение, рекомендуется расчетное значение a умножить на коэффициент C , определяемый по табл. 10.4.

Давление, создаваемое компрессорами при известном p_i , определяется с помощью уравнений, приведенных в разделе 10.2.

Потери давления Δp_i в системе циркуляции промывочной жидкости, за исключением интервала, где она аэрируется, рассчитываются с помощью уравнений, приведенных в главе 4. Давление, создаваемое насосами, имеет вид

$$p_p = \sum_i \Delta p_i - (h_i \rho_i g - p_i), \quad (10.53)$$

где h_i — высота столба жидкости (см. рис. 10.9, а).

Для работы эрлифта (см. рис. 10.9, б) необходимо соблюдение следующего условия:

$$(H - h_i) \rho_i g + p_0 = (H - h_i - s) \rho_i' g + p_i + \sum_i \Delta p_i, \quad (10.54)$$

в котором изменение кинетической энергии не учитывается.

Это уравнение можно использовать для определения глубины динамического уровня h_i' и для расчета давления в точке ввода воздуха.

Через ρ_i' обозначена средняя плотность жидкости, содержащей шлам ниже точки ввода воздуха. При бурении сква-

Таблица 10.4

Коэффициент погружения K_s	Коэффициент C		Коэффициент погружения K_s	Коэффициент C	
	Концентричные трубы	Наружные трубы		Концентричные трубы	Наружные трубы
0,30	4,11	3,06	0,55	2,18	1,82
0,35	3,60	2,67	0,60	2,00	1,71
0,40	3,06	2,32	0,65	1,87	1,66
0,45	2,70	2,12	0,70	1,78	1,62
0,50	2,40	1,92	0,75	1,70	1,58

жин большого диаметра (когда доля твердой фазы бывает очень высокой) с использованием промывочных жидкостей, плотность и вязкость которых примерно такие же, как у воды, т. е. в них скорость падения твердых частиц высока, разницу плотностей ρ'_l и ρ_l следует учитывать. Плотность жидкости, содержащей шлам,

$$\rho' = (1 - c_{si}) \rho_l + c_{si} \rho_p. \quad (10.55)$$

Объемная доля твердой фазы в восходящем потоке определяется по формуле

$$c_{si} = \frac{A_t v_m}{A v_r}, \quad (10.56)$$

где A_t — площадь поверхности забоя; A — площадь проходного сечения циркуляционного канала; v_m — механическая скорость бурения; v_r — абсолютная скорость подъема частиц; ρ_p — плотность твердых частиц.

Пример 10.3. Вследствие полной потери циркуляции в скважине уровень промывочной жидкости плотностью $\rho_l = 1060 \text{ кг/м}^3$ установился на глубине $h_l = 400 \text{ м}$. Чтобы продолжить бурение с использованием эрлифта (прямая циркуляция и двойные бурильные трубы), необходимо определить глубину нагнетания воздуха и характеристики компрессоров. Диаметр долота $D_s = 2445 \text{ мм}$, наружный диаметр бурильных труб $d_e = 127 \text{ мм}$. Максимальная (предполагаемая) проходка на долото $h_s = 60 \text{ м}$. Давление на выходе из скважины $p_1 = 0,12 \text{ МПа}$.

Решение

Допустим, закачка воздуха производится на глубине, соответствующей положению статического уровня, $h_1 \approx h_r = 400 \text{ м}$. Пусть коэффициент погружения $k_s = 0,6$.

Глубина закачки воздуха

$$h_l = \frac{h_r}{1 - k_s}; \quad h_l = \frac{400}{1 - 0,6} = 1000 \text{ м},$$

а погружение $s = 1000 - 400 = 600 \text{ м}$.

В конце долбления

$$k_s = \frac{600 + 60}{1000 + 60} = 0,6225.$$

Давление при пуске в точке ввода:

— в начале долбления

$$p_i = s_i g \rho_n + p_0; \quad p_i = 600 \cdot 9,81 \cdot 1060 + 0,1 \cdot 10^6 = 6,34 \text{ МПа};$$

— в конце долбления

$$p_f = s_f g \rho_n + p_0; \quad p_f = 660 \cdot 9,81 \cdot 1060 + 0,1 \cdot 10^6 = 6,96 \text{ МПа}.$$

Если принять, что скорость восходящего потока в кольцевом пространстве $0,5 \text{ м/с}$, то расход промывочной жидкости $Q_l \approx 18 \text{ л/с}$.

Степень аэрации в начале долбления

$$a = C \frac{g \rho_l h_r + (p_1 - p_0)}{p_0 \ln \frac{p_i}{p_1}};$$

$$a = 2 \frac{9,81 \cdot 1000 \cdot 400 + (0,12 - 0,1) \cdot 10^6}{0,1 \cdot 10^6 \ln \frac{6,34}{0,12}} \approx 21$$

и может снизиться до 20 в конце долбления. Константа $C=2$ была определена по табл. 10.5.

Расход воздуха в нормальных условиях

$$Q_0 = aQ_i; \quad Q_0 = 21 \cdot 18 = 378 \text{ л/с} = 22,7 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Мощность компрессоров (предполагается четырехступенчатых) определяется по формуле (10.26):

$$P_c = \frac{1}{0,92 \cdot 0,87} \frac{4 \cdot 1,4}{1,4 - 1} \left[\left(\frac{6,34}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 0,1 \right] \times \\ \times 10^6 \cdot 0,378 = 228 \text{ кВт.}$$

Полезная мощность

$$P_u = \rho_l g h_i Q_i; \quad P_u = 1060 \cdot 9,81 \cdot 400 \cdot 0,018 = 75 \text{ кВт.}$$

Процесс имеет к. п. д.

$$\eta = \frac{P_u}{P_c}; \quad \eta = \frac{75}{228} = 33 \text{ \%}.$$

Можно использовать, например, три компрессора УКП-80 ($p_{\max} = 8,0$ МПа, $Q=8$ м³/мин).

Проверим с помощью уточненных уравнений (10.33) и (10.34) при принятой степени аэрации фактическое давление в точке ввода воздуха в процессе бурения. Допустим, $T=300$ К. Как и в примере 10.2, определим: $\eta = 0,0256$, $A=0,0343$ м², $k^2=0,2389$, $k=0,1888$, $p^*=0,783$ МПа, $B_1=1,0269$, $C_1=0,1962$, $x^*=217,9$ м, $n=2,0229$, $m=0,0031$, $B_2=2,0612$, $C_2=0,01254$, $S_2=2,592$ МПа, $N_2=2,798$, $M_2=2,41$.

Отсюда следует, что давление в точке ввода воздуха $p_i=6,247$ МПа (рассчитано при $h_i=1000$ м, $a=21$). Это значение довольно хорошо согласуется с ранее определенным (6,34 МПа). Если рассчитать потери давления в системе циркуляции, то с помощью уравнения (10.54) можно определить глубину динамического уровня h'_i .

10.5. БУРЕНИЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПЕНЫ

В отличие от способа очистки забоя скважины от шлама с помощью воздуха, когда эквивалентная скорость восходящего потока должна составлять 15—25 м/с, при использовании пены в качестве циркулирующего агента достаточной оказывается скорость в кольцевом пространстве 0,5—1,5 м/с. Расход воздуха и, следовательно, энергетические затраты гораздо ниже. Транспортирующая способность пены выше, чем у обычной промывочной жидкости; вынос обломков выбуренной породы диаметром 4—5 см не считается чем-то необычным. Меньшая скорость восходящего потока пены и образование непроницаемой корки на стенках способствуют успешной проходке рыхлых слабосцементированных пород, что практи-

чески невозможно при использовании воздуха. Благодаря низкой плотности пены ($30\text{--}100\text{ кг/м}^3$) давление в кольцевом пространстве скважины будет невысоким, что и рекомендуется при разбуривании зон поглощения промысловой жидкости, а также при вскрытии продуктивных пластов [2]. Очистка скважины с использованием пены способствует также достижению более высоких скоростей проходки. Этот способ успешно применяется и в случае значительных водопроявлений и даже нефтепроявлений, когда использование воздуха потребовало бы чрезмерно высоких расходов и давлений [1]. Кроме того, предотвращается опасность возникновения пожара, которая при бурении воздухом вполне возможна при вскрытии продуктивных пластов.

Пена представляет собой дисперсную, однородную и относительно устойчивую газожидкую систему. Степень дисперсности пены невысока; крупные пузыри воздуха разделены тонкими оболочками жидкости размером около 1 мкм. Ввиду значительного содержания воздуха (50—95 %) пены существенно отличаются от аэрированных жидкостей, в которых пузырьки воздуха находятся на больших расстояниях друг от друга. В аэрированных жидкостях, вследствие значительного различия плотностей фаз, пузырьки воздуха проскальзывают вверх по потоку и такая газожидкостная система в целом является неустойчивой.

Характерна для пен и их сотовидная структура, придающая им определенную упругость и механическую прочность, свойственную твердым телам. Прочность и устойчивость пен зависят от характеристик пленки жидкости, которые, в свою очередь, определяются природой и количеством ПАВ (пенообразующего агента), концентрирующегося на границе раздела воздух — жидкость (рис. 10.11).

В качестве жидкой фазы используется пресная или минерализованная (морская, пластовая) вода или даже буровой раствор. Жидкость закачивается в поток воздуха, нагнетаемого компрессорами, либо в виде смеси с пенообразующим веществом, либо отдельно. Пена образуется в пеногенераторах различных конструкций. Схема, допускающая возможность перехода от бурения с продувкой воздухом к бурению с использованием пены, представлена на рис. 10.12. В принципе используются те же агенты и дополнительное оборудование, что и при бурении с продувкой воздухом: вращающийся превентор для герметизации устья скважины, обратные клапаны в бурильной колонне и в нагнетательном манифольде, расходомеры, манометры и т. д.

Пенообразующие агенты представляют собой ПАВ, которые адсорбируются на поверхности пузырьков воздуха, предохраняя их от коалесценции и диспергирования. На практике применяются различные ионогенные и неионогенные ПАВ. Дополнительная устойчивость пены достигается с помо-

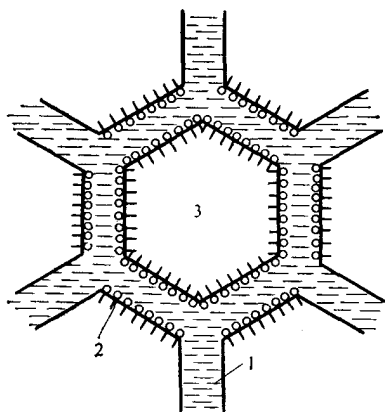
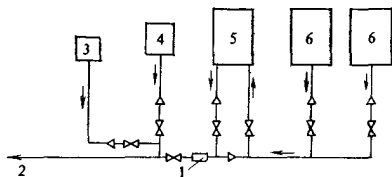


Рис. 10.11. Структура пены:
1 — вода; 2 — молекулы вспенивающего агента; 3 — воздушный пузырь

Рис. 10.12. Компрессорная установка и насосы для бурения с использованием воздуха, аэрозолей или пены:
1 — расходомер; 2 — к стояку; 3 — насос для добавки пенообразующего реагента; 4 — насос для нагнетания жидкости; 5 — компрессор высокого давления; 6 — компрессор



щью добавок типа КМЦ, крахмала, гидролизованного полиакриламида, гипана и даже бентонита.

Расход воздуха подбирается таким образом, чтобы обеспечить определенную скорость потока пены в кольцевом пространстве, а концентрация пенообразующего агента и стабилизатора — исходя из условия высокой устойчивости системы.

При бурении скважин диаметром менее 200 мм расходы воздуха варьировали от 2 до 15 м³/мин, а расходы раствора ПАВ — от 0,3 до 1,6 л/с. Степень аэрации может изменяться в широких пределах: от 20 до 100 и даже более. Объемная доля пенообразующего вещества в пене обычно составляет 0,05—1 %, стабилизатора до 1 %, бентонита — от 2 до 5 %. Так, фирма «Бароид» рекомендует такую рецептуру пены: 100 л воды, 3—4 кг высококоллоидного бентонита и 2—3 л пенообразующего вещества. Расход воздуха регулируется так, чтобы на выходе получился однородный пенный поток, внешне напоминающий пену для бритья. Устойчивость пенная структура может сохранять 60—90 мин.

В ряде опытов достигалась высокая устойчивость пены при давлениях до 24,0 МПа [2], температурах выше 150 °С и наличии различных загрязнителей: нефти, соленой воды, цемента, кислот, каустической соды [1].

Качество пены определяется следующими показателями:

- коэффициентом объемного расширения;
- устойчивостью (т. е. способностью долгое время сохранять первоначальные свойства) к воздействиям температуры, давления и различных загрязнителей;
- плотностью;
- механическими и реологическими характеристиками.

Остановимся на реологических характеристиках пен с кажущейся вязкостью 50—500 мПа·с, т. е. значительно большей, чем у жидкой фазы. Эта вязкость зависит от степени

аэрации, от типа и концентрации стабилизатора (особенно бентонита) и от скорости сдвига. Будучи дисперсными системами, пены ведут себя как неньютоновские жидкости. Как правило, их реологическое поведение подчиняется бингамовской модели (рис. 10.13), но в то же время они проявляют и упругие свойства, т. е. ведут себя как упруговязкопластичные тела. Статическое напряжение сдвига пен изменяется в широких пределах $\theta = 10\text{—}100$ Па).

Высокие скорости проходки, полученные при бурении с использованием пены, объясняются прежде всего низким гидростатическим давлением на забой скважины, а также некоторыми специфическими процессами. Так, благодаря упругим свойствам при выходе из насадок долота струи пены обладают большей кинетической энергией, чем струи глинистого раствора той же скорости, а значит, обеспечивают лучшую очистку забоя. На забое не происходит образования кольматационной корки, которая препятствует выравниванию давления вокруг частиц выбуренной породы. ПАВ, входящие в состав пены, адсорбируются на поверхности трещин, препятствуя тем самым их закрытию и вызывая эффект расклинивания. Этот процесс может привести к снижению прочности породы. Наконец, мелкие частицы выбуренной породы с гидрофобизованной поверхностью (по своей природе или вследствие адсорбции ПАВ) притягиваются и «прилипают» к пузырькам воздуха, что способствует улучшению очистки забоя.

Вынос шлама осуществляется со скоростью, близкой к скорости потока пены, поскольку скорости проскальзывания

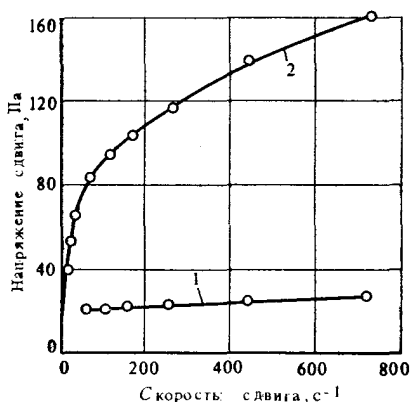


Рис. 10.13. Реограмма пены:
1 — раствор с содержанием глины 20 %
2 — пена (раствор с содержанием глины 20 % и сульфанола 1 %)

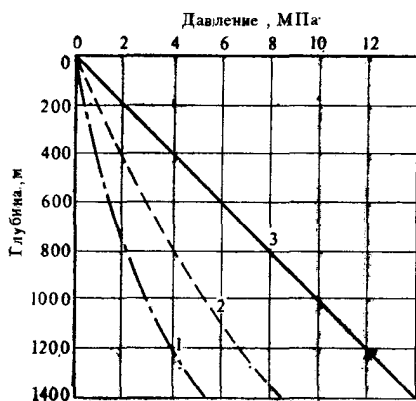


Рис. 10.14. Распределение давления в кольцевом пространстве ($Q_1 = 3$ л/с, $a = 40$, объемная доля сульфанола 1 %):

1 — пена; 2 — аэрированная вода; 3 — вода

фаз незначительны. Частицы шлама, ставшие гидрофобными, прилипают к пузырькам воздуха, образуя крупные агрегаты, для выноса которых требуется низкий расход энергии (процесс флотации). Более гидрофильные частицы (кварца, например) остаются в жидкой фазе и выносятся значительно труднее.

Механизм транспортирования пеной частиц шлама различной степени смачиваемости довольно сложен. В стволе скважины давление снижается в направлении устья, пузырьки газа расширяются; в результате скорость течения возрастает, плотность смеси уменьшается и изменяются ее реологические характеристики. Однако следует еще раз подчеркнуть, что транспортирующая способность пен гораздо выше, чем любого обычного бурового раствора [1].

После прекращения циркуляции, благодаря своим структурно-механическим свойствам, пены очень хорошо удерживают частицы шлама во взвешенном состоянии. При этом в результате упругого расширения пены вынос шлама может даже продолжаться и вместе с тем происходить снижение давления на забой скважины.

Рассмотрим распределение давления в различных элементах циркуляционной системы, и в частности в кольцевом пространстве. Оно зависит от степени аэрации и расхода воздуха.

Экспериментальным путем было установлено, что в идентичных условиях (расход жидкости и степень аэрации) давление в кольцевом пространстве при использовании пены оказывается ниже, чем в случае применения аэрированной жидкости (рис. 10.14). Это объясняется тем, что плотность пены меньше плотности аэрированной жидкости. Пенообразующее вещество способствует улучшению диспергирования воздуха и предотвращает коалесценцию. Поэтому в пене содержится больше воздуха, чем в аэрированной жидкости, и плотность ее (пены) уменьшается.

Для расчетов можно использовать уравнения для течения аэрированных жидкостей с коэффициентом $f=0$. Следует учесть также отсутствие надежных экспериментальных данных о коэффициентах гидравлического сопротивления λ при течении пен.

Используя уравнение из раздела 10.3, соотношение между давлением и глубиной можем записать в виде:

$$x = \frac{1}{\rho_0 g B} \left[p - p_1 + p_0 \frac{\bar{z} \bar{T}}{z T} a \frac{B - C}{B} \ln \frac{p + p_0 \frac{aC}{B}}{p_1 + p_0 \frac{aC}{B}} \right], \quad (10.57)$$

$$B = 1 + \eta + \frac{\lambda}{2} k^2 (1 + \eta) = \left[1 + \frac{\lambda}{2} k^2 \right] (1 + \eta); \quad (10.58)$$

$$C = \frac{\lambda}{2} k^2 \left(1 + \frac{\eta}{1 + \eta} \right). \quad (10.59)$$

Можно использовать также графическое решение, представленное на рис. 10.8, и уравнения (10.36)—(10.40). Для определения плотности пены и давления ее столба на заданной глубине предложено дифференциальное уравнение [32], интегрирование которого возможно только численным методом. При этом учитываются растворимость воздуха в жидкости (по закону Генри) и зависимость коэффициента растворимости от температуры.

Уравнение для определения плотности пены можно записать в виде

$$\rho_s = \frac{\rho_l + a \rho_0}{1 + \frac{[\alpha - \alpha(T) \rho] \rho_0 z T}{\rho z_0 T_0}}, \quad (10.60)$$

где

$$\alpha(T) = 0,011 + 0,012 \left(3,73 - \frac{T}{100} \right)^{2,33} \quad \text{при } 293\text{K} < T < 373\text{K}$$

и

$$\alpha(T) = 0,011 \quad \text{при } T > 373\text{K}.$$

Пример 10.4. Определить давление на забое при циркуляции пены в скважине при тех же условиях, что и в примере 10.2.

Решение

Используя значения $a=20$, $\eta=0,0258$, $k^2=0,916$, $\rho_l=1000$ кг/м³, $p_1=0,2$ МПа и $T=300$ К, определим

$$B = (1 + 0,0258) \left(1 + \frac{0,05}{2} 0,916 \right) = 1,0493;$$

$$C = \frac{0,05}{2} 0,916 \left(1 + \frac{0,0285}{1 + 0,0258} \right) = 0,02348;$$

$$s = 2,3 \cdot 2 \cdot 10^6 \frac{300}{273} \frac{1,0493 - 0,02348}{1,0493} = 4,942 \text{ Па};$$

$$\begin{aligned} N = 1500 & \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 1,0493}{4,942 \cdot 10^6} + \frac{0,2 \cdot 10^6 + 0,1 \cdot 10^6 \cdot 20 \frac{0,02348}{1,0493}}{4,942 \cdot 10^6} + \\ & + \lg \frac{0,2 \cdot 10^6 + 0,1 \cdot 10^6 \cdot 20 \frac{0,02348}{1,0493}}{4,942 \cdot 10^6} = 3,1244 + 0,0495 - 1,3052 = 1,8687. \end{aligned}$$

Решая методом последовательных приближений уравнение (10.36), найдем $N=1,651$.

Давление на забое

$$p_t = 1,651 \cdot 4,942 \cdot 10^6 - 10^6 \cdot 20 \frac{0,02348}{1,0493} = 8,115 \text{ МПа.}$$

Значение p_t получается явно меньше, чем при использовании обычной аэрированной жидкости, когда $p_t = 10,75$ МПа.

10.6. БУРЕНИЕ С ПОГЛОЩЕНИЕМ

При бурении скважин большого диаметра на небольшую глубину иногда осуществляется обратная циркуляция с поглощением промывочной жидкости. При этом используется центробежный насос, обеспечивающий высокий расход: 4—10 м³/мин (ФРГ, США, СРР). Жидкость, содержащая шлам, отсасывается этим насосом с забоя скважины и через промывочные отверстия долота, бурильную колонну, вертлюг и буровой шланг поступает в отстойник. Отсюда жидкость самотеком по желобу направляется в кольцевое пространство скважины (рис. 10.15).

Глубина, до которой возможно бурение с поглощением промывочной жидкости, зависит от гидравлических сопротивлений в системе циркуляции, от содержания в растворе бурового шлама и характеристик центробежного насоса.

Коэффициент полезного действия такой системы циркуляции может быть относительно высоким — около 60 %. Существуют установки для бурения с поглощением до глубин 250 м и даже более, однако обычно этот способ применяется для бурения скважин глубиной не более нескольких десятков метров. Гидравлический расчет такой системы циркуляции сравнительно прост.

Воспользуемся принципом сохранения энергии для сечений 1—3 циркуляционной системы (см. рис. 10.15) при стационарном движении жидкости (относительно забоя скважины).

$$p_a + \rho_e \frac{v_e^2}{2} + \rho_e g H = p_p + \rho_i \times \\ \times \frac{v_i^2}{2} + \rho_i g (H + h_p) + \Delta p_{1-3}. \quad (10.61)$$

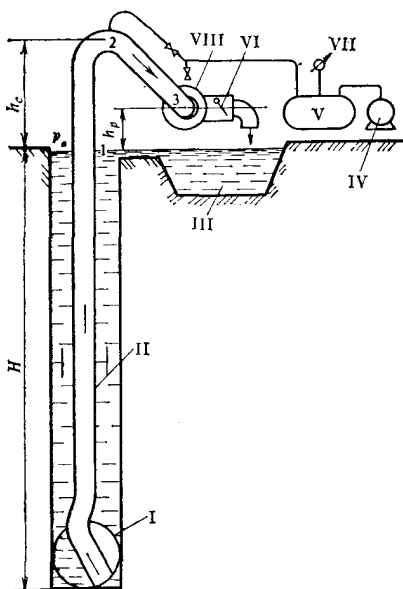


Рис. 10.15. Схема бурения с поглощением:

I — долото; II — бурильные трубы; III — отстойник; IV — вакуумный насос; V — резервуар; VI — клапан; VII — вакуумметр; VIII — центробежный насос

Аналогично для участка 2—3 относительно уровня насоса получим

$$p_c + \rho_i \frac{v_i^2}{2} + \rho_e g (h_c - h_p) = p_p + \frac{v_i^2}{2} \rho_i + \Delta p_{2-3}, \quad (10.62)$$

где v_e — скорость течения жидкости в кольцевом пространстве; v_i — скорость течения жидкости в буровой колонне; p_a — атмосферное давление; p_p — абсолютное давление, создаваемое насосом; p_c — абсолютное давление в самой высокой точке циркуляционной системы; ρ_e — плотность жидкости в кольцевом пространстве; ρ_i — плотность смеси жидкости и шлама внутри буровой колонны; Δp — потери давления на трение (течение вязкой жидкости).

Если диаметр скважины относительно велик, то скоростью течения жидкости в кольцевом пространстве в уравнениях (10.61) и (10.62) можно пренебречь и тогда эти уравнения примут вид

$$p_a - p_p = Hg(\rho_i - \rho_e) + h_p \rho_i g + \Delta p_{1-3} + \rho_i \frac{v_i^2}{2}; \quad (10.63)$$

$$p_c = p_p - (h_c - h_p) \rho_i g + \Delta p_{2-3}. \quad (10.64)$$

Для того чтобы циркуляция имела место, должны быть выполнены следующие два условия:

1) перепад давления, создаваемый центробежным насосом, должен быть выше суммы потерь давления в системе циркуляции:

$$p_a - p_p > \Delta p_{1-3} + Hg(\rho_i - \rho_e) + h_p \rho_i g + \rho_i \frac{v_i^2}{2}; \quad (10.65)$$

2) в любой точке системы давление не должно падать ниже давления насыщенных паров жидкости p_v ; точка наиболее низкого давления в системе будет в верхней части вертлюга. Таким образом,

$$p_p - (h_c - h_p) \rho_i g + \Delta p_{2-3} > p_v \quad (10.66)$$

или, используя уравнение (10.62), получим

$$p_a - Hg(\rho_i - \rho_e) - h_c \rho_i g - \Delta p_{1-3} - \rho_i \frac{v_i^2}{2} > p_v. \quad (10.67)$$

Значения давлений насыщенных паров воды и бурового раствора приведены в табл. 10.5 [33].

Если известен максимально возможный перепад давления, создаваемый насосом, то из условия (10.65) можно определить глубину, до которой применим данный способ циркуляции.

Таблица 10.5

Жидкость	Давление насыщенных паров (в кПа) при различных температурах (в °С)								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
Вода	0,2	1,2	2,4	4,3	7,5	12,5	20,2	31,7	48,2
Буровой раствор	—	1,8	3,2	5,5	9,0	14,0	—	—	—

Теоретически центробежные насосы способны уменьшить давление до 6—6,5 кПа, но практически это трудновыполнимо.

Эффективность этого способа циркуляции снижается по мере углубления скважины и насыщения промывочной жидкости шламом.

Пример 10.5. Определить глубину, до которой можно осуществлять бурение с поглощением промывочной жидкости при следующих условиях: плотность бурового раствора в кольцевом пространстве $\rho_l = 1100 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\eta = 5 \text{ мПа} \cdot \text{с}$, диаметр долота $D_s = 800 \text{ мм}$, внутренний диаметр бурильных труб $d_i = 150 \text{ мм}$, скорость проходки $v_m = 2 \text{ м/ч}$, максимальная высота подъема вертлюга $h_c = 4 \text{ м}$, высота центробежного насоса $h_p = 1 \text{ м}$, длина гибкого шланга $l_f = 5 \text{ м}$, подача насоса $Q = 4 \text{ м}^3/\text{мин}$, давление насыщенных паров $p_v = 3 \text{ кПа}$, атмосферное давление $p_a = 0,1 \text{ МПа}$.

Решение

Скорость восходящего потока в бурильных трубах

$$v_i = \frac{4}{\frac{3,14}{4} 0,150^2 \cdot 60} = 3,77 \text{ м/с}.$$

Допустим, что средний диаметр переносимых частиц $d = 2 \text{ см}$, их плотность $\rho_p = 2400 \text{ кг/м}^3$, а скорость падения в 2 раза меньше скорости падения сфер такого же диаметра. По формуле Реттингера определим скорость проскальзывания

$$u = 0,5 \sqrt{\frac{4 \cdot 9,81}{3 \cdot 0,5}} \sqrt{\frac{2400 - 1100}{1100} 2 \cdot 10^{-2}} = 0,393 \approx 0,4 \text{ м/с}.$$

Скорость подъема частиц шлама

$$v_r = v_i - u; \quad v_r = 3,77 - 0,40 = 3,37 \text{ м/с}.$$

Объемная доля твердых частиц в восходящем потоке согласно уравнению (10.56)

$$c_s = \frac{0,8^2 \cdot 2}{3600 \cdot 0,15^2 \cdot 3,37} = 0,00469.$$

Плотность смеси промывочной жидкости и шлама в бурильных трубах, определяемая по формуле (10.55):

$$\rho_i = (1 - 0,00469) 1100 + 0,00469 \cdot 2400 \approx 1106,1 \text{ кг/м}^3.$$

Число Рейнольдса для течения в бурильной колонне

$$Re = \frac{v_i d \rho_i}{\eta}; \quad Re = \frac{3,77 \cdot 0,15 \cdot 1106,1}{5 \cdot 10^{-3}} = 125 \ 100.$$

Используя формулу Блазиуса, получим

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{125 \ 100}} \approx 0,017.$$

Потери давления в системе можно определить по формуле Дарси — Вейсбаха

$$\Delta p_{1-2} = \lambda \frac{v_i^2}{2} \frac{\rho_i}{d_i} (H + h_c) = 0,017 \frac{3,77^2}{2} \frac{1106,1}{0,15} \times \\ \times (H + h_c) = 891 (H + h_c).$$

Разрежение, создаваемое в системе за счет изменения кинетической энергии

$$\rho_i \frac{v_i^2}{2} = 1106,1 \frac{3,77^2}{2} = 7860 \text{ Па}.$$

Теперь можно решить неравенство (10.67) относительно H .

$$H < \frac{p_a - p_v - h_c \rho_i g - \rho_i \frac{v_i^2}{2} - 891 h_c}{g(\rho_i - \rho_e) + 891}; \\ H < \frac{0,1 \cdot 10^6 - 3 \cdot 10^3 - 4 \cdot 1106,1 \cdot 9,81 - 7860 - 891 \cdot 4}{9,81(1106,1 - 1100) + 891} = 44,35 \text{ м}.$$

Подставив это значение H в неравенство (10.65), получим

$$p_a - p_p > 891(44,35 + 4 + 5) + 44,35 \cdot 9,81(1106,1 - 1100) + \\ + 1 \cdot 1106,1 \cdot 9,81 + 7860 = 69 \ 000 \text{ Па} = 0,069 \text{ МПа}.$$

Перепад давления, необходимый для поддержания циркуляции при глубине скважины 44,35 м, должен быть не менее 0,069 МПа.

Одна из возможностей увеличения предельной глубины бурения заключается в уменьшении расхода центробежного насоса. Например, при $Q = 3 \text{ м}^3/\text{мин}$ получим $v_i = 2,83 \text{ м/с}$, $v_r = 2,43 \text{ м/с}$, $c_s = 0,0065$, $\rho_i = 1108,5 \text{ кг/м}^3$, $Re = 94108$, $\lambda = 0,018$, $\Delta p = 532(H + h_c)$, $\rho_i v_i^2/2 = 4439 \text{ Па}$ и $H = 76 \text{ м}$. Требуемый перепад давления почти такой же (0,067 МПа).

Слишком низкая подача приведет к повышению объемной доли шлама в буровом растворе и эффект может оказаться противоположным желаемому. Поэтому для заданной скорости проходки существует оптимальный расход промывочной жидкости, при котором бурение можно вести до максимально возможной глубины.

10.7. БУРЕНИЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ

Этот способ промывки скважин, применяемый также при добыче нефти, заключается в создании эжекционного эффекта при прокачивании жидкости через насадку или диффузор.

Струйный насос может быть погружен на несколько метров ниже уровня жидкости в скважине и укреплен непосредственно над породоразрушающим инструментом, чтобы создать местную обратную циркуляцию промывочной жидкости. Таким же образом может осуществляться полная циркуляция промывочной жидкости в скважине, от забоя до поверхности [34].

На рис. 10.16 представлена схема промывки, согласно которой струйный насос, создающий циркуляцию промывочной жидкости, устанавливается на 5—6 м ниже уровня жидкости. Такая схема циркуляции используется при бурении скважин большого диаметра. Например, буровая установка St-3 типа «Вирт» (ФРГ) может использоваться для бурения скважин глубиной до 500 м с начальным диаметром 1500 мм. Подача центробежного насоса $Q=5 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Эффективность струйного насоса определяется диаметром и геометрической формой насадки, камеры смещения и диффузора.

Общий к. п. д. такой системы циркуляции относительно низок (20—30 %).

10.8. БУРЕНИЕ С МЕСТНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Вскрытие продуктивных пластов с низким давлением, прохождение зон полного поглощения бурового раствора, улучшение выхода керна при бурении с отбором образцов породы, бурение скважин в отдаленных от источников воды районах — все это может осуществляться путем создания местной циркуляции промывочной жидкости без выхода ее на поверхность.

Один из способов, применяемых в СССР при вскрытии продуктивных пластов с давлением ниже гидростатического, заключается в создании местной циркуляции с помощью эрлифта. Этот способ, предотвращающий ухудшение проницаемости окружающих пород в результате внедрения в пласт фильтрата бурового раствора и твердых частиц, позволил значительно сократить сроки освоения скважин, а также увеличить дебит нефти более чем вдвое [2, 35—37].

Бурение скважины ведут обычным образом до кровли продуктивного пласта, затем спускают и цементируют колонну обсадных труб. После разбуривания цементной пробки понижают уровень промывочной жидкости настолько, чтобы давление ее столба не превышало ожидаемое давление в продуктивном пласте. Затем его разбуривают с созданием местной циркуляции с использованием ингибированного раствора или раствора на углеводородной основе, после чего спускают перфорированный хвостовик.

В этом случае применяется следующая компоновка бурильной колонны (рис. 10.17): непосредственно над долотом

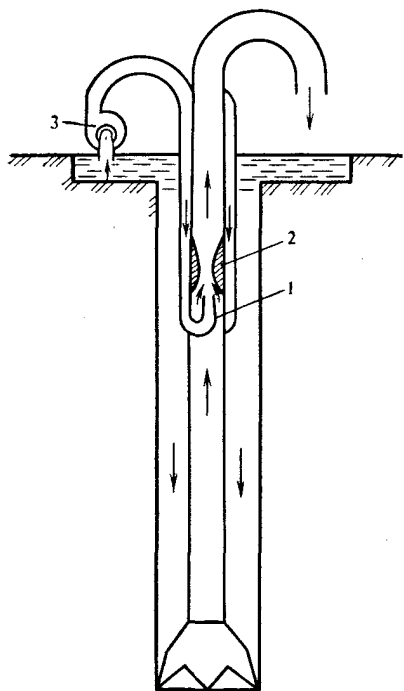


Рис. 10.16. Схема бурения с циркуляцией, создаваемой струйным насосом:

1 — насадка; 2 — диффузор; 3 — центробежный насос

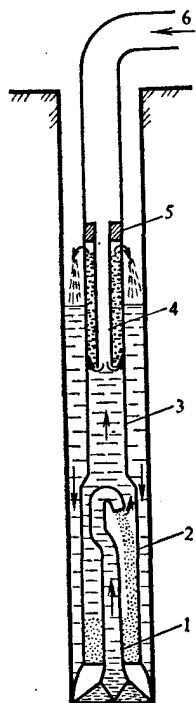


Рис. 10.17. Схема бурения с местной циркуляцией:

1 — центральная труба; 2 — шламосборник; 3 — буровые трубы; 4 — центральная труба газлифта; 5 — клапан прямой циркуляции; 6 — воздух

располагается шламосборник, состоящий из стандартных буровых труб, диаметр которых близок диаметру ствола скважины, а выше устанавливаются эрлифтные трубы. Их длина составляет 70—80 м в скважинах глубины менее 1000 м и 100—120 м в более глубоких (до 2000 м) скважинах. Место установки эрлифтных труб в буровой колонне должно обеспечивать коэффициент погружения от 0,5 до 0,8.

В процессе бурения воздух, нагнетаемый через буровую колонну, выходит из отверстий центральной эрлифтной трубы и аэрирует жидкость в кольцевом пространстве между трубами. Аэрированная жидкость проходит через боковые отверстия циркуляционного канала, жидкость движется вниз, а воздух поднимается на поверхность. Таким образом создается местная циркуляция, интенсивность которой зависит от степени аэрации, коэффициента погружения и потерь давления на трение в системе. Поднимаясь через промывочное отверстие в долоте, затем через центральную трубу, находящуюся в шламо-

сборнике, жидкость увлекает с забоя скважины и шлам. Благодаря загнутому верхнему концу трубы поступающий шлам оседает и накапливается в шламосборнике.

Бурение продолжается до полного заполнения шламосборника или до износа долота, после чего бурильная колонна поднимается и шлам удаляется.

Контроль за системой циркуляции осуществляется по давлению и расходу нагнетаемого воздуха. Если циркуляция жидкости прерывается вследствие зашламования насадок или трубы в шламосборнике, то уровень жидкости в скважине падает, давление, создаваемое компрессорами, снижается, а расход воздуха увеличивается. Прекращение циркуляции может привести к образованию сальника и даже к прихвату долота или бурильной колонны.

Преимущество этого способа циркуляции определяется гораздо меньшими значениями давления и расхода по сравнению с необходимыми для полной эрлифтной циркуляции (до поверхности). Так, для скважин глубиной до 2000 м с длиной эрлифтных труб 100 м расход воздуха составляет 2—4 м³/мин, а рабочее давление 0,7—0,8 МПа (при пуске компрессоров 1,0—1,4 МПа), что позволяет использовать даже компрессоры буровой установки. Расход промывочной жидкости изменяется от 1 до 3 л/с в зависимости от коэффициента погружения.

Скорости проходки при этом, разумеется, весьма низкие. Этот метод применялся, в частности, при вскрытии продуктивных пластов небольшой мощности (7—10 м).

В табл. 10.6 представлены характеристики некоторого оборудования, используемого в СССР при реализации этого способа циркуляции.

Рабочие параметры — давление и подача компрессоров, расход промывочной жидкости, глубина динамического уровня — определяются с помощью уравнений, приведенных в разделе 10.4.

Кроме описанных применяются и другие способы осуще-

Таблица 10.6

Диаметр двойных бурильных труб, мм		Диаметр шламосборника, мм		Диаметр долота, мм
наружный	внутренний (центральная труба)	наружный	внутренний (центральная труба)	
73	15	89	20; 25	118
89	20	114	25	140
114	20	140	25; 32	190
140	25	168	40; 48	214

ствления циркуляции промывочной жидкости и выноса шлама. К ним относятся следующие:

- циркуляция, создаваемая с помощью погружного центробежного насоса, например при бурении электробурами;
- циркуляция с помощью погружного поршневого насоса гидравлического или пневматического действия;
- бурение с применением импульсных насосов гидравлического или пневматического действия;
- бурение с применением погружных поршневых или винтовых насосов, работающих от вращения бурильной колонны.

Все эти способы обеспечивают местную циркуляцию промывочной жидкости, при этом шлам собирается в шламособорнике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Hutchinson S. O.* Foam workovers cut cost 50 %. In: *World Oil*, nov. 1969, p. 73—87, 90—91, 94.
2. *Amilan V. A. si Vasilieva N. P.* Vskritie i osvoenie nefte-gazovih plastov. Moskva, Nedra, 1972.
3. *Soldatov A. M.* Drenirovanie skvazin s ispolzovaniem aerirovannoi jidkosti. In: *Neftepromislovoe delo*, nr. 1, 1968, p. 10—11.
4. *Mejlumov A. O.* Ispolzovanie aerirovannih jidkosti pri provodke skvazin. Moskva, Nedra, 1976.
5. *** Gas shortage spurs stepped-up hunt for new reserves in once marginal West Texas wells. In: *Oil and Gas Journal*, 5 mai 1975, p. p. 240—241.
6. *Hook R. A. s. a.* Air, mist and foam drilling. A look at latest techniques. In: *World Oil*, aprilie si mai 1977 (O. G. J., 20 si 27 iunie 1977).
7. *Lorenz H.* Air, mist and foam drilling has worldwide application. In: *World Oil*, iunie 1980, p. 187—190, 192, 193.
8. *Mejlumov A. O. si Makurin N. S.* Burenie skvazin s primeneniem vozduha, gaza i aerirovannoi jidkosti. Moskva, Nedra, 1967.
9. *** *Spravocinik injenera po bureniu*. Vol. II, cap. XXII, Moskva, Nedra, 1973.
10. *Dreyer I.* Le forage à l'air. In: *Le forage aujourd'hui*. Vol. II, Inst. Français du Pétrole, Technip, Paris, 1970.
11. *Scott J. O.* How to figure how much air to put down the hole. In: *O. G. J.*, 16 dec. 1957.
12. *Angel R. R.* Volume requirements for air or gas drilling. In: *Trans. AIME*, vol. 210, 1957, p. 325—330.
13. *Mc Gray A. W. si Cole F. W.* Oil well drilling technology. Cap. XI, University of Oklahoma Press, Norman, USA, 1959.
14. *Moore P. L.* Drilling operations manual. Cap. XI, Petr. Publ. Co., Tulsa, USA, 1964.
15. *Ikoku Chiu s. a.* Determining volume requirements for air and gas drilling. In: *World Oil*, dec. 1980, p. 59—63, 159—160.
16. *Bronzov A. S.* Burenie skvazin s ispolzovaniem gazoobraznih agentov. Moskva, Nedra, 1979.
17. *Mejlumov A. O.* Burenie v otdelnih intervalah skvazin s ispolzovaniem aerirovannih promivocinih jidkosti. In: *Burenie*, nr. 9, 1973, p. 16—22.
18. *Poettmann F. H. si Bergman W. E.* Density of drilling muds reduced by air injection. In: *World Oil*, 1 august 1955, p. 41—43, 45.
19. *Rhem B.* Don't overlook aerated mud. In: *O. G. J.*, 2 dec. 1963, p. 150—153.

20. Geiman M. A. si Musinov V. I. Turbinnoe burning na aerirovannoi promivocinnoi jidkosti. Moskva, Nedra, 1965.
21. Mukminov R. A. si Mavliutov M. R. Rasciot tirkuleatšionnoi sistemî pri burnenii s ocistkoj zaboia skvajinî aerirovannoi jidkosti. In: Neft i gaz, nr. 4, 1965, p. 21—26.
22. Mehtiev E. H. Ob opredelenii ghidrodinamiceskovo davleniia aerirovannoi promivocinnoi jidkosti na zaboî. In: Azerb. neft. hoz., nr. 11, 1966, p. 20—22.
23. Habibullin Z. A. si Filimonov Iu. F. Opredelenie davleniia aerirovannoi jidkosti na zaboî pri burnenii skvajin. In: Neft i gaz, nr. 7, 1967, p. 10—13.
24. Seberstov E. V. si Leonov E. G. Rasciot davleniia v skvajine pri burnenii s primeneniem aerirovannih jidkosteî. In: Neft. hoz., nr. 12, 1968, p. 14—17.
25. Pinks A. H. G. Aerated fluid drilling can be effective. In: World Oil, 1 august 1965, p. 71—76.
26. Bobo A. Roy. New aerated-mud equipment can control lost circulation. In: O. G. J., nr. 18, 1968, p. 76—77.
27. Bobo A. Roy. New air/mud system can boost performance. In: O. G. J., nr. 19, 1968, p. 114—118.
28. Murray J. W. Parasite tubing string solves lost circulation problems. In: O. G. J., nr. 22, 1968, p. 87—90.
29. Binkley J. F. Concentric drill pipe air lift—new way to curb lost circulation. In: World Oil, nr. 7, 1968, vol. 166, p. 64—68.
30. Ioachim Gr., Popa C. Exploatarea zăcămintelor de țiței. București, Ed. tehnică, 1979.
31. Vinarski M. S. si Goncareenko N. M. Primenenie aerirovannih jidkosteî pri burnenii skvajin v pogloščaiušcih gorizontah. Moskva, Nedra, 1969.
32. Korceaghin V. V. si Taghirovo K. M. Opredelenie plotnosti i ghidravlicheskovo davleniia peni v skvajine. In: Gazovaia prom., nr. 10, 1979, p. 25—26.
33. Costin I. Instalații pentru foraj de mică adâncime. București, Ed. tehnică, 1972.
34. Volkov A. S. si Volokitenkov A. A. Burnenie skvajin s obratnoi tirkuleatšiei promivocinnoi jidkosti. Moskva, Nedra, 1970.
35. Iasašin A. M. s. a. Puti povyšeniia kacestva vskritiia plastov. In: Neft. hoz., nr. 10, 1968, p. 29—32.
36. Iasašin A. M. s. a. Vskritie produktivnih gorizontov s nizkimi plastovimi davleniiami. In: Neft i gaz. prom., nr. 1, 1969.
37. Iasašin A. M. s. a. Vskritie plastov s mestnoi tirkuleatšiei burovovo rastvora. In: Neft. hoz., nr. 4, 1975, p. 61—63.
2. Аммян В. А., Васильева Н. П. Вскрытие и освоение нефтегазовых пластов. М., Недра, 1972.
3. Солдатов А. М. Дренирование скважин с использованием аэрированной жидкости.— Нефтепромысловое дело, 1968, № 1, с. 10—11.
4. Межлумов А. О. Использование аэрированных жидкостей при проводке скважин. М., Недра, 1976.
8. Межлумов А. О., Макурин Н. С. Бурение скважин с применением воздуха, газа и аэрированной жидкости. М., Недра, 1967.
9. Справочник инженера по бурению. Под ред. В. И. Мищевича, Н. А. Сидорова. Т. 2, М., Недра, 1973.
16. Бронзов А. С. Бурение скважин с использованием газообразных агентов. М., Недра, 1979.
17. Межлумов А. О. Бурение в отдельных интервалах скважины с использованием аэрированных промывочных жидкостей.— Бурение, 1973, № 9, с. 16—22.
21. Мукминов Р. А., Мавлютов М. Р. Расчет циркуляционной системы при бурении с очисткой забоя скважины аэрированной жидкостью.— Нефть и газ, 1965, № 4, с. 21—26.
22. Мехтiev E. X. Об определении гидродинамического давления аэрированной промывочной жидкости на забой.— Азербайджанское нефтяное хозяйство, 1966, № 11, с. 20—22.

23. *Хабибуллин З. А., Филимонов Ю. Ф.* Определение давления аэрированной жидкости на забой при бурении скважин.— Нефть и газ, 1967, № 7, с. 10—13.

24. *Шеберстов Е. В., Леонов Е. Г.* Расчет давления в скважине при бурении с применением аэрированных жидкостей.— Нефтяное хозяйство, 1968, № 12, с. 14—17.

31. *Винарский М. С., Гончаренко Н. М.* Применение аэрированных жидкостей при бурении скважин в поглощающих горизонтах. М., Недра, 1969.

32. *Корчагин В. В., Тагиров К. М.* Определение плотности и гидравлического давления пены в скважине.— Газовая промышленность, 1979, № 10, с. 25—26.

34. *Волков А. С., Волокитенков А. А.* Бурение скважин с обратной циркуляцией промывочной жидкости. М., Недра, 1970.

35. *Ясашин А. М.* Пути повышения качества вскрытия пластов.— Нефтяное хозяйство, 1968, № 10, с. 29—32.

36. *Ясашин А. М.* Вскрытие продуктивных горизонтов с низким пластовым давлением.— Газовая промышленность, 1969, № 1, с. 21—23.

37. *Ясашин А. М.* Вскрытие пластов с местной циркуляцией бурового раствора.— Нефтяное хозяйство, 1975, № 4, с. 61—63.

Глава 11.

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ СПОСОБ БУРЕНИЯ

11.1. ВВЕДЕНИЕ

Среди многочисленных новых нетрадиционных способов разрушения горных пород и бурения скважин, отличающихся от классического роторно-гидравлического способа, все большее распространение получает бурение с использованием высоконапорных струй жидкости; до настоящего времени при бурении этим способом были получены обнадеживающие результаты. Действие высокоскоростных струй аналогично действию инструмента для механического разрушения пород: они разрушают породу, на которую воздействуют путем создания в ней напряжений, превышающих сопротивление породы растяжению или сдвигу.

Этот способ уже применяется в горном деле при разработке угольных пластов, строительстве туннелей, раскалывании блоков породы в карьерах, разрушении бетона, перфорировании обсадных колонн и т. д.

Высоконапорные струи можно разделить на две категории: эрозионные — струи чистой воды, реже облегченного бурового раствора;

абразивные — струи, состоящие из жидкости, в которой содержатся во взвешенном состоянии абразивные частицы: кварцевый песок, стальная дробь и пр.

Абразивные струи жидкости разрушают породу при значительно меньших скоростях (100—200 м/с) по сравнению с эрозионными: 200—1000 м/с [1]. Однако наличие абразивных частиц в жидкости приводит к сильной эрозии оборудования циркуляционной системы. Поэтому в бурении почти исключительно применяются эрозионные струи жидкости без абразивных добавок.

Насадки, изготавливаемые обычно из карбидов металлов, монтируются на фронтальной поверхности монолитного долота, которое вращается с относительно высокой частотой таким образом, чтобы струи вырезали на забое круговые каналы. Оставшиеся неразбуренными участки забоя легко разрушаются либо под действием радиальных струй, либо механическими элементами долота. Часто применяются долота смешанного типа: алмазные с твердосплавным вооружением или шарошечные, в которых предусмотрены насадки для высокоскоростных струй жидкости [2—5]. В Японии эрозионно-струйное воздействие в сочетании с ударно-вращательным способом бурения применялось при проходке туннелей; при этом достигалось увеличение скорости проходки в 2—5 раз по сравнению с обыч-

ным ударно-роторным способом бурения [6]. Предпринимались также попытки использования импульсных струй жидкости [3].

Убедительные результаты были получены в лабораторных и промысловых исследованиях в СССР, США, Голландии, Японии. Несмотря на то что удельная энергия (на единицу объема разбуренной породы) породоразрушения бывает такой же, как при роторном способе бурения только для струй большого диаметра, гидромеханический способ весьма эффективен, особенно в абразивных породах, в которых стойкость долот мала, а также при бурении скважин малого диаметра.

Если гидравлическая мощность, передаваемая на обычное долото, составляет 20—40 кВт, то при бурении с использованием высоконапорных струй на забой можно передавать мощность в несколько тысяч киловатт. При этом скорости проходки возрастают в 5—8 раз по сравнению с бурением обычными шарошечными долотами и гидромеханический способ бурения становится экономически выгодным. В частности, стоимость бурения скважины диаметром 75—125 мм может снизиться на 25—50 % [7].

Широкое распространение гидромеханического способа бурения сдерживается необходимостью создания комплекса оборудования (насосов, гибких шлангов, вертлюгов, бурильных труб, насадок), рассчитанного на давления вплоть до 105 МПа [4]. Тем не менее руководитель одной из наиболее широких программ развития этого способа бурения Маурер рассматривает его как один из наиболее перспективных в ближайшие годы [7].

11.2. МЕХАНИЗМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАЗРУШЕНИЯ ГОРНОЙ ПОРОДЫ

Первые экспериментальные исследования механизма взаимодействия струй с поверхностью твердого тела проводились еще в начале века, однако наиболее широкое развитие они получили только в последние 15—20 лет.

При взаимодействии жидкости с твердой поверхностью развивается очень высокое давление. Этот эффект известен как гидравлический удар. С некоторым приближением давление гидравлического удара можно рассчитать по классической формуле

$$p_s = \rho c v, \quad (11.1)$$

где ρ — плотность жидкости; c — скорость волны сжатия в жидкости (при высоких скоростях удара волны сжатия распространяются как ударные волны со скоростью, превышающей 1500 м/с); v — скорость течения жидкости.

Для круглых струй диаметр поверхности, на которую воздействует это давление, определяется по формуле

$$d = d_0 v/c, \quad (11.2)$$

где d_0 — начальный диаметр струи.

Продолжительность воздействия этого высокого давления весьма незначительна; возникает радиальное течение жидкости, параллельное поверхности породы, и давление в точке удара резко падает до значения, соответствующего давлению торможения несжимаемых сред:

$$p = \rho v^2/2. \quad (11.3)$$

В радиальном направлении давление быстро снижается. Согласно уравнениям Лича и Уолкера [8], распределение давления по радиусу

$$p(r) = \frac{1}{2} \rho v^2 \left[1 - 3 \left(\frac{r}{b} \right)^2 + 2 \left(\frac{r}{b} \right)^3 \right] \text{ при } r < b;$$

$$p(r) = 0 \quad \text{при} \quad r \geq b, \quad (11.4)$$

где b — радиус поверхности, на которую воздействует струя

$$2b = \sqrt{\frac{20}{3}} d_0 \approx 2,6 d_0. \quad (11.5)$$

Разрушение породы, вероятно, происходит в результате воздействия на ее поверхность давления, а также касательных напряжений, вызываемых радиальным течением жидкости. На поверхности горной породы всегда существуют трещины, царапины, выступающие зерна; при воздействии на них жидкости с поверхности твердого тела часть твердых гранул удаляется, т. е. имеет место явление, известное под названием эрозии.

По Козодю и Босенко [9], разрушение породы под воздействием струй воды происходит только после достижения состояния предельного напряжения, создаваемого давлением струи, а разрушение породы струей, содержащей твердые частицы, обусловлено эрозионным воздействием. Это объясняется тем, что под действием струй воды породы разрушаются при давлениях, в 1,8 раз превышающих сопротивление породы сжатию, тогда как струи глинистого раствора разрушают породу при значительно меньших давлениях (в обоих случаях исследовались затопленные струи).

Лич и Уолкер объясняют появление трещин в породе и ее разрушение только значительными градиентами давления, возникающими при резком снижении давления в радиальном направлении.

Пауэлл и Симпсон [10] учитывают только нормальные напряжения, считая, что струя действует точно так же, как осесимметричная нагрузка на полубесконечное упругое и однородное твердое тело. Используя теорию Гриффитса развития трещин в породах, они оценили критическое давление разрушения пород и размеры образующейся полости в зависимости от со-

противления породы растяжению. Давление струи должно в 14—25 раз превышать это сопротивление. Однако исследования показали, что разрушение породы происходит при значительно меньших давлениях (см. следующий раздел), а это доказывает, что эрозионным эффектом растекающейся жидкости пренебрегать нельзя. По-видимому, этот эффект играет главную роль. Кроме того, поскольку прочность пород на растяжение приблизительно в 5 раз меньше ее прочности на сжатие, получаем дополнительный аргумент в пользу того, что разрушение пород происходит главным образом вследствие радиального воздействия на них растекающейся жидкости.

Эрозионное воздействие струи жидкости обусловлено кавитацией вследствие высокой скорости потока, параллельного поверхности забоя; когда давление в жидкости падает ниже давления насыщенных паров, образуются пузырьки, заполненные воздухом или парами жидкости. Частицы жидкости устремляются к центру пузырька с очень высокой скоростью, и пузырек схлопывается. Этот процесс называется имплозией, при этом на поверхности породы создаются очень высокие местные напряжения, что приводит к быстрому разрушению этой поверхности, известному под названием кавитационной эрозии.

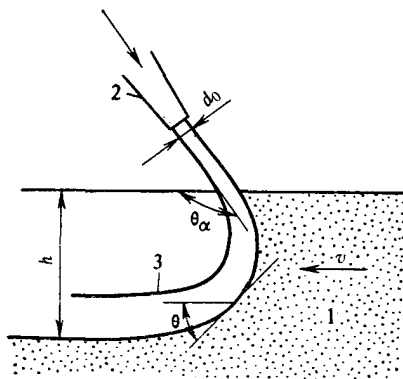
Пекарек, Питтман, Зубарев, Босенко и др. в своих работах определяют гидростатическое давление, при котором может возникнуть процесс кавитации. Так, по Босенко, при относительно низких скоростях течения (менее 200 м/с) гидростатическое давление, при превышении которого кавитация исчезает, равно приблизительно 2 МПа [11].

Финстра, Полс и Стевенинк [12, 13] ставят под сомнение влияние кавитации по той причине, что разрушение пород происходит одинаково как при давлениях, близких к атмосферному, когда кавитация возможна, так и при высоких гидростатических давлениях, исключающих ее проявление. Разрушение пород они объясняют исключительно проявлением местных сил растяжения, вызываемых проникновением жидкости в поры и трещины горных пород.

Тем не менее Конн и Падтке [14] утверждают, что влияние кавитации наблюдалось при давлениях окружающей среды примерно 21 МПа и не очень высоких скоростях истечения (менее 200 м/с). При использовании специальных кавитационных насадок диаметром 6,35 мм удельная энергия, необходимая для разрушения породы, оказалась ниже на 70 % при разбурировании песчаника и на 20 % при разбурировании известняка, чем при бурении в тех же породах с использованием обычных насадок того же диаметра.

Одна из теорий, с помощью которой удалось количественно оценить влияние характеристик рабочей струи, воздействующей на породу, и физико-механических свойств породы, принадлежит Кроу [15, 16]. Предлагаемая им схема процесса показана на рис. 11.1.

Рис. 11.1. Схема разрушения горной породы высоконапорной струей:
1 — порода; 2 — насадка; 3 — струя



На поверхности контакта с горной породой струя создает напряжения сдвига, пропорциональные перепаду давления:

$$\tau = \mu_a (p_s - p_v), \quad (11.6)$$

где μ_a — коэффициент трения между водой и породой; p_s — давление на поверхность породы, зависящее от ее кривизны; p_v — давление насыщенных паров воды.

С учетом уравнений неразрывности и Бернулли, а также некоторых геометрических соотношений, это уравнение можно записать в таком виде:

$$h = 2\mu_a d_0 p_0 \int_0^{\theta_0} \frac{e^{\mu_a (\theta - \theta_0)}}{\tau} d\theta, \quad (11.7)$$

где p_0 — перепад давления в насадке; h — глубина канала, проделанного в породе.

Согласно теории Мора-Куломба, напряжение, необходимое для разрушения:

$$\tau = \tau_0 + \mu_r (p_s - p), \quad (11.8)$$

где τ_0 — напряжение сдвига в породе; μ_r — коэффициент внутреннего трения; p — поровое давление в породе.

Давление p_s стремится удерживать отделенные гранулы породы на ее поверхности, а поровое давление p облегчает отделение гранул от поверхности породы.

Раскладывая в ряд Тейлора, можем записать

$$p_s - p = d_p \frac{\partial p}{\partial n}, \quad (11.9)$$

где d_p — диаметр одной частицы; $\partial p / \partial n$ — градиент давления (по нормали).

Согласно закону Дарси

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\eta m}{k} v \sin \theta, \quad (11.10)$$

где η — вязкость воды; m — пористость породы; k — проницаемость породы.

Из уравнений (10.7) — (10.10) можно получить зависимость для глубины прорезанного в породе канала:

$$h = 2\mu_a \frac{\rho_0 d_0}{\tau_0} \int_0^{\theta} \frac{e^{\mu_a (\theta - \theta_0)} \sin \theta}{1 + \frac{v}{c} \sin \theta} d\theta, \quad (11.11)$$

где

$$c = \frac{k\tau_0}{m\mu_r d_p \eta_a}. \quad (11.12)$$

Интегрирование этого уравнения возможно только численным методом.

Для песчаника Уилкенсон Кроу определил, что $c = 43,7$ м/с.

Уравнение (11.11) справедливо только в том случае, когда эффективное напряжение сдвига из выражения (11.6) превышает значение, необходимое для разрушения, согласно соотношению (11.8), т. е. при

$$p_0 > p_c = \frac{\tau_0}{\mu_a} \left(1 + \frac{v}{c}\right). \quad (11.13)$$

В основе теории лежит предположение, что порода находится в начальной стадии разрушения, а на поверхности контакта струи с породой всегда существуют выпуклости, минимальные размеры которых соответствуют диаметру одной гранулы. Проницаемость породы играет важнейшую роль. В случае непроницаемых пород естественно предположить наличие в объеме породы микротрещин, в которые может проникать промывочная жидкость.

Результаты экспериментов Кроу [16, 17] подтверждают теорию, которая, правда, справедлива лишь для атмосферных условий разрушения, поскольку не учитывает противодавления в зоне контакта струи с породой.

11.3. КРИТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ РАЗРУШЕНИЯ ПОРОДЫ

В многочисленных исследованиях [8, 9, 12, 13, 15—25] выявлено критическое давление p_c , при превышении которого начинается эффективное разрушение породы (рис. 11.2, 11.3). Определение p_c предполагает некоторую степень условности. Так, Милаф и Ливсей [18] различают по крайней мере три

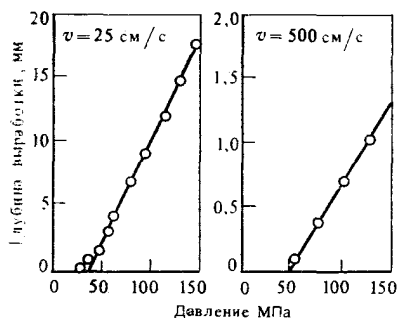


Рис. 11.2. Влияние перепада давления в насадке долота на глубину выработки в породе [16]

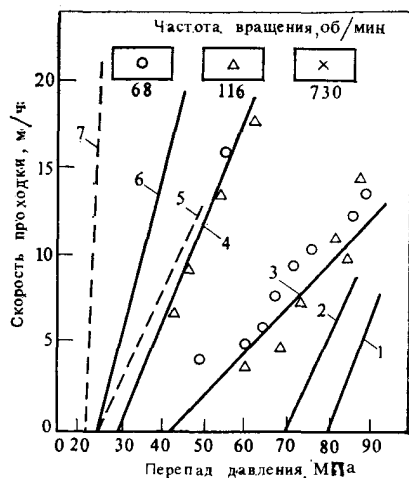


Рис. 11.3. Влияние перепада давления в насадках долота на скорость проходки (противодавление равно 10—25 % перепада давления в долоте) [17]:

1 — известняк солнхофен; 2 — песчаник; 3 — бельгийский известняк; 4 — каррарский мрамор; 5 — кварцитовый песчаник (ненасыщенный); 6 — кварцитовый песчаник (насыщенный); 7 — проницаемый песчаник обертки

этапа процесса разрушения и соответственно три значения давления: соответствующее началу эрозии, характеризующее этап резкого уменьшения удельной энергии разрушения и определяющее режим эффективного разрушения.

Критическое давление зависит прежде всего от прочности породы, а также от проницаемости и состава породы, окружающего давления, скорости перемещения струи, воздействующей на породу, диаметра насадки и т. д.

Часто предполагается, что между прочностью породы на сжатие и критическим давлением существует зависимость

$$p_c = k\sigma_c \quad (11.14)$$

или

$$p_c = A\sigma_c^n, \quad (11.15)$$

где k , A , n — эмпирические константы.

Для затопленных водяных струй, воздействующих на искусственную породу при гидростатическом давлении 2 МПа, Козодой и Босенко нашли, что $K=1,8$, а для струй бурового раствора $K<1$. Соболевский получил значения $K<1$ и для струй воды, взаимодействующих с глинистым песчаником при гидростатическом давлении 5 МПа.

В табл. 11.1 приводятся значения критического давления разрушения некоторых пород вместе с их основными характеристиками [17]. Критическое давление, как правило, возрастает с увеличением прочности породы. Оно ниже прочности на сжа-

Таблица 11.1

Тип породы	Критическое давление p_c , МПа	Прочность на сжатие σ_c , МПа	Сопротивление сдвигу τ_0 , МПа	Проницаемость K , мкм^2	Пористость m , %	Скорость c , м/с	$\frac{\sigma_c}{\tau_0}$	$\frac{p_c}{\tau_0}$	$\frac{p_c}{\sigma_c}$
Песчаник береа	27,3	72	12,6	0,116	18,70	0,975	5,72	2,17	0,38
Песчаник уилкенсон	44,8	58	11,3	0,058	9,70	0,338	5,13	3,95	0,77
Белый гранит	61,0	137	18,4	0,00047	1,35	0,056	7,45	3,32	0,45
Красный гранит	87,0	119	20,3	0,00062	1,00	0,045	5,86	4,28	0,73

тие, но в 3—4 раза превышает сопротивление сдвигу (которое практически соответствует прочности породы на растяжение). Тем самым подтверждается гипотеза о том, что порода разрушается преимущественно под воздействием тангенциальных усилий и эрозии.

Как видно из табл. 11.2, значения p_c в среднем превышают σ_t в 5 раз [16]. Такое же соотношение существует между прочностью на сжатие и прочностью на растяжение, однако это не означает, что разрушение породы начинается при напряжениях, равных прочности на сжатие. Как показали Пауэлл и Симпсон, Форман и Секор (ссылка в работе [13]), для этого потребовалось бы давление, в 3—5 раз превышающее σ_c . Кстати, Форман и Секор установили, что $p_c = (2,5—3,5) \sigma_t$.

Из сопоставления данных в табл. 11.1 и на рис. 11.3 можно видеть большое влияние, которое оказывает проницаемость: хотя прочность песчаника береа выше, чем песчаника уилкен-

Таблица 11.2

Породы	Критическое давление p_c , МПа	Прочность на растяжение σ_t , МПа	p_c / σ_t
Песчаник гильденхаузен	10,0	2,5	4
Песчаник обернكيرхен	22,0	4,9	4,5
Песчаник гройвакке	23,0	5,2	4,4
Известняк энвилль	16,0	2,8	5,7
Известняк ворион	36,0	6,8	5,3
Мрамор каррарский	28,0	5,5	5,1
Гранит баварский	30,0	6,3	4,8
Известняк бельгийский	42,5	9,1	4,7
Известняк солenhoфен	80,0	10,0	8,0
Базальт	78,5	20,0	3,9
Песчаник кварцитовый	77,5	14,2	5,4

Таблица 11.3

Прочность по Шрейнеру, МПа	Массовая доля глинистого цемента в породе, %	Критическое давление, МПа	Прочность по Шрейнеру, МПа	Массовая доля глинистого цемента в породе, %	Критическое давление, МПа
200	1,9	3,2	570	36,7	20,0
590	8,1	7,7	390	65	Не разрушались
310	8,1	9,7			То же
650	11,2	11,8	440	67	»
310	8,9	11,5	440	75	»
600	25,1	15,5	460	75	»

сон, его разрушение происходило при значительно меньшем критическом давлении. Это объясняется именно его высокой проницаемостью [см. также уравнение (11.13)].

Соболевский и др. [2] установили, что осадочные породы высокой проницаемости эффективно разрушаются при перепадах давления 2,5—25 МПа, а породы низкой проницаемости — при перепадах давления 25—40 МПа. Соболевский выявил также значительное увеличение критического давления с повышением содержания глины в породе и пришел к заключению о том, что литологический состав породы сильно отражается на ее разрушении (табл. 11.3).

При низких скоростях перемещения струи относительно породы критическое давление разрушения остается практически без изменений, а при высоких скоростях оно начинает расти (см. рис. 11.2).

Согласно наблюдениям Финстра и Полса [12, 13, 24, 25], противодействия, не превышающие 12 МПа, не влияют на критическое давление разрушения породы. Тем не менее естественно предположить, что с увеличением разницы между гидростатическим давлением и давлением поровых флюидов критическое давление повышается [3].

11.4. ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

При давлениях, превышающих критическое, механическая скорость бурения возрастает, как правило, пропорционально разнице ($p - p_c$) [8, 12, 13, 16, 23—25] (см. рис. 11.2, 11.3). Известны, однако, и отклонения от этой пропорциональности [3, 21] (рис. 11.4, 11.5).

Установлено, что струи очень высокого давления не обязательно являются самыми эффективными с точки зрения разрушения породы. Существует оптимальное давление, при котором удельная энергия разрушения минимальна [3, 20, 26] (рис. 11.6). Это давление даже для одной и той же породы зависит от геометрической формы долота, диаметра насадок,

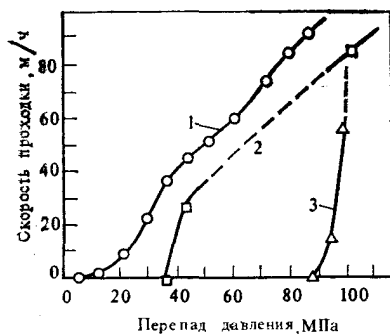


Рис. 11.4. Влияние динамического давления на скорость проходки (долото с пятью насадками):

1 — песчаник береа; 2 — индийский известняк; 3 — карфагенский мрамор

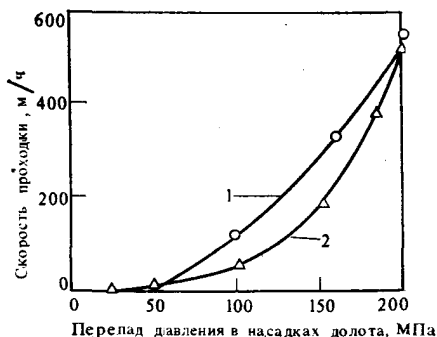
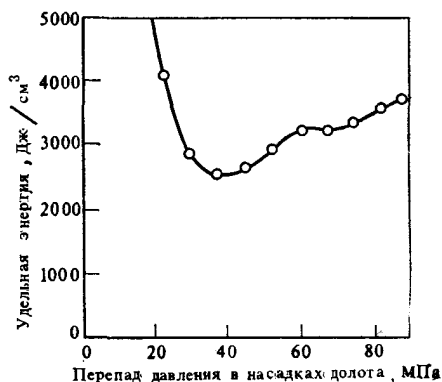


Рис. 11.5. Влияние динамического давления на скорость проходки (долото с одной насадкой):

1 — гранит; 2 — бетон

Рис. 11.6. Оптимальное гидродинамическое давление разрушения горных пород (песчаник береа, $D_s=222,2$ мм, долото с пятью насадками диаметром 1,27—2,27 мм)



противодавления и от других факторов. Например, Саммерс и Генри, а также Маурер и др. определили, что для песчаника береа оптимальное давление равно 35 МПа. В реальных условиях на забое скважины оптимальное давление имеет, по-видимому, гораздо большее значение.

Для определения механической скорости бурения, как правило, используется следующее уравнение:

$$v_m = k(p_0 - p_c), \quad (11.16)$$

где k — константа пропорциональности, зависящая от характеристик породы, геометрии долота и ряда других факторов.

Повышенное значение k не обязательно соответствует низкому критическому давлению; начало разрушения и глубина выработки определяются действием различных механизмов. На рис. 11.2 удельное (на единицу прироста давления) увеличение механической скорости бурения примерно одинаково для всех рассмотренных пород и равно $1,67 \cdot 10^{-4}$ м/(с·МПа), за исключением бельгийского известняка.

11.5. ДИАМЕТР НАСАДОК

При бурении с использованием высоконапорных эрозионных струй жидкости применяются насадки диаметром 1—6 мм, но в лабораторных экспериментах использовались насадки и меньшего (0,3—0,4 мм) диаметра [5, 6, 17]. В промысловых исследованиях чаще всего насадки имели диаметр 2—3 мм* [2, 3, 12, 13].

По мере увеличения поперечного сечения струи (при одной и той же скорости на выходе из насадки) объем разрушенной породы возрастает: с одной стороны, увеличивается площадь воздействия струи на породу, а с другой — затопленная струя повышенного диаметра сохраняет свои начальные характеристики на большем расстоянии.

Так, Фармер и Аттуэлл [26] посредством увеличения диаметра насадок в 4 раза (с 1,19 до 4,76 мм) при практически неизменной скорости струи добились увеличения диаметра образующейся в песчанике выемки в 10 раз (с 2,8 до 28 мм), а механической скорости бурения с 0,16 до 1,30 м/с (табл. 11.4). При этом удельная энергия разрушения породы снизилась до значений, сопоставимых с этим показателем при роторном бурении.

Аналогичные результаты получили также Саммерс и Генри (рис. 11.7), Войцеховский (рис. 11.8).

Размер насадок ограничен необходимостью обеспечения достаточно высоких скоростей струй для эффективного разрушения породы, а также прочностью и мощностью используемого оборудования.

Так, для создания перепада давления 80 МПа в 224,5-мм долоте с 16 насадками диаметром 3 мм (скорость истечения струй воды $v_0 \approx 350$ м/с) необходима подача насоса 40 л/с и гидравлическая мощность, срабатываемая в одних только

Таблица 11.4

Диаметр насадки, мм	Расход, л/с	Скорость струи, м/с	Скорость проходки, м/с	Диаметр образующейся углубления, мм	Затраты энергии, кВт	Удельная энергия, Дж/см ³
1,19	0,55	495	0,16	2,8	65	66 000
1,59	0,99	500	0,38	5,0	125	16 800
2,38	2,20	505	1,10	9,0	286	4 100
3,17	4,00	505	2,00	13,1	510	1 900
4,76	9,20	515	1,30	28,0	1220	1 500

* Фирма «Эксон продакшн рисерч» (США) вместе с восемью другими нефтяными компаниями проводила испытания долот с обычными и удлиненными насадками при давлениях 40—80 МПа. Скорости бурения возрастали в среднем на 55—60 % в песчаниках и мергелях как за счет улучшенной промывки забоя, так и за счет эрозионного действия струй [4]. В долотах с короткими насадками эрозионный эффект практически не наблюдался.

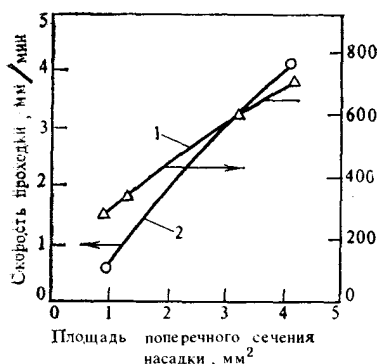


Рис. 11.7. Влияние диаметра насадки на скорость проходки:
1 — гранит; 2 — сталь

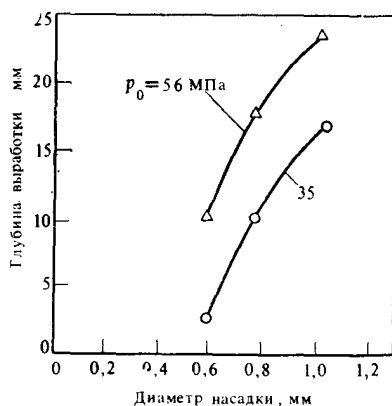


Рис. 11.8. Влияние диаметра насадки на глубину выработки канала в породе (песчаник береа)

насадках, приблизительно 2,8 МВт. Если предположить, что в остальной части циркуляционной системы теряется еще 20 МПа, значит, требуются насосы общей мощностью 4 МВт, развивающие давление 100 МПа.

Используемые в настоящее время насадки, как правило, имеют коническую форму проточной части с углом конусности 20—22° [12, 13, 15—17].

Что касается угла падения струи относительно поверхности породы θ_0 (см. рис. 11.1), то, согласно экспериментальным и теоретическим данным Кроу, его оптимальное значение зависит от угла внутреннего трения μ_r . В обычных условиях $\mu_r \approx 0,4$, а $\theta_0 = 120^\circ$.

Финстра и Полс в своих экспериментах использовали долота с насадками, имеющими наклон к периферии: центральная насадка вертикальная, а периферийные имеют наклон до 45°.

Во избежание засорения насадок частицами шлама, кусочками резины или других материалов, попадающих в бурильную колонну, предусматривается установка фильтров с размером отверстий на 0,2—0,5 мм меньше диаметра насадок: один из этих фильтров размещается в первой от поверхности бурильной трубе, а другой — непосредственно над долотом. Насадки могут забиваться даже при спуске долота. Для предотвращения подобных осложнений насадки закрывают пробками из резины или пластмассы, которые удаляются при пуске насосов.

11.6. РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ НАСАДКАМИ И ЗАБОЕМ

Если в атмосферных условиях начальные характеристики струй сохраняются на длине, равной приблизительно 100 диаметрам насадки, то в случае затопленных струй их энергетиче-

ские параметры резко уменьшаются уже на расстоянии 4—8 диаметров. Снижение эффективности взаимодействия струй с породой как следствие падения ее динамического давления в зоне контакта заключается в уменьшении глубины вырабатываемого канала и даже в прекращении разрушения породы. Это означает, что давление в зоне контакта падает ниже значения критического давления разрушения.

На рис. 11.9 показано изменение средней глубины выемки в зависимости от расстояния между насадкой и забоем в атмосферных условиях [19], а на рис. 11.10 — скорость проходки в зависимости от расстояния до забоя при противодавлении 10 МПа [21]. В последнем случае было установлено, что на расстоянии 10—20 мм ($d_0=2,2$ мм) уменьшение динамического давления было незначительным (менее 10 %), а на расстоянии 100 мм разрушение породы прекратилось.

Канн и Падтке для затопленных струй при атмосферном давлении определили, что оптимальное расстояние равно 14 диаметрам насадок, но при противодавлении 21 МПа это расстояние уменьшается до двух диаметров. С увеличением расстояния от насадки до породы затраты энергии на разрушение резко возрастают.

Промысловые эксперименты, проведенные в США в период 1973—1975 гг., показали, что хотя перепад давления в насадках долота (42 МПа) превышал прочность разбуриваемых песчаников, скорость проходки возросла лишь на 30 % по сравнению с обычным бурением, что явилось следствием улучшения

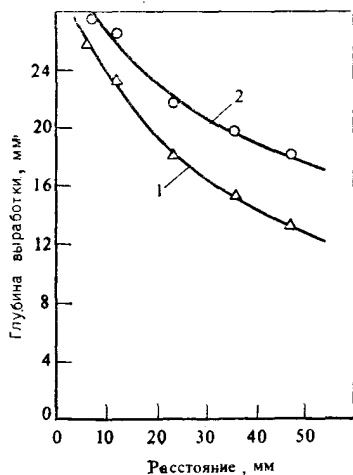


Рис. 11.9. Зависимость глубины выработки канала от расстояния между насадкой и породой (песчаником):
1 — пресная вода; 2 — вода с 0,01 % полиэтиленоксида

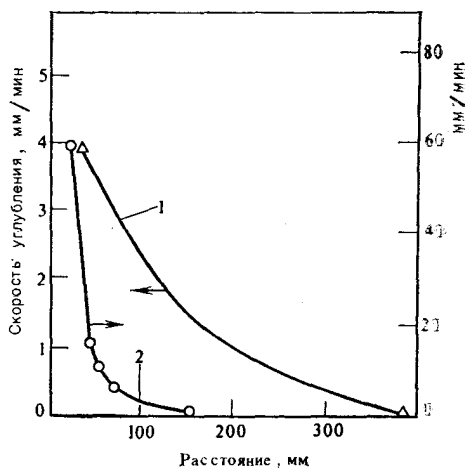


Рис. 11.10. Зависимость скорости углубления от расстояния между насадкой и забоем:
1 — сталь; 2 — бетон

очистки забоя скважины, а не за счет эрозии. Зато после приближения насадок к забою увеличение скорости проходки превысило 65 % [4].

Для серийных долот расстояние между насадками и забоем равно четырем — шести их диаметрам. Нагрузка на долото должна несколько превышать реактивную силу струй жидкости, истекающих из насадок.

11.7. РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ НАСАДКАМИ

Относительно схемы размещения насадок на поверхности долота известны две точки зрения.

1. Насадки должны располагаться таким образом, чтобы при вращении долота струи жидкости удаляли всю разбуренную породу с забоя скважины. Корпус долота при этом не участвует в разрушении породы.

Экспериментально установлено, что при вращении долота струя вырезает на забое круговой канал шириной около трех диаметров насадки. Опыты показали также, что остающаяся между двумя каналами перемычка разрушается под действием радиальных потоков, если ее ширина не превышает двух диаметров. Однако такие результаты получены в атмосферных условиях. На забое скважины в условиях давления столба жидкости разрушение породы значительно затрудняется. При циркуляции глинистого раствора разрушение перемычек затрудняется еще и кольматационной коркой, которая образуется практически мгновенно. Поэтому рекомендуется, чтобы расстояние между насадками не превышало трех диаметров.

Совершенно ясно, что возможность разрушения перемычек зависит от глубины кольцевых выработок, проделанных за один оборот, т. е. косвенным образом от динамического давления струи и твердости породы.

Долота, применявшиеся Финстрой и Полсом, сконструированы согласно этой концепции. Для лабораторных исследований они использовали долото диаметром 36 мм с 8 насадками диаметром 1,2 мм (рис. 11.11), а для промысловых испытаний — долото диаметром 245 мм с 16 насадками диаметром 3 мм, при этом расстояние между насадками было равно около пяти их диаметров.

2. Струи жидкости вырезают круговые каналы, оставляя между ними перемычки, которые разрушаются механическим способом. Для этих целей используются лопастные, алмазные или шарошечные долота, снабженные насадками.

Так, Маурер использовал долота диаметром 222 мм с шестью насадками диаметром 3,3 мм при расстоянии между осями образующихся каналов $11d_0$, а также шарошечные долота, снабженные лишь тремя периферийными насадками.

Хошино и др. использовали долото диаметром 215 мм, оснащенное всего лишь тремя-четырьмя насадками диаметром

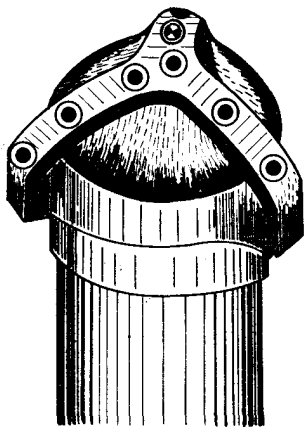


Рис. 11.11. Лабораторное долото для бурения с использованием высоконапорных струй жидкости

0,3—0,4 мм (при комбинированном роторно-эрозионном бурении).

Соболевский и др. в промышленных условиях для комбинированного разрушения породы использовали монолитное штыревое долото со специальными насадками.

Применение такой комбинированной системы разрушения позволяет использовать насосы средней мощности, но развивающие высокие давления. При разрушении породы только гидродинамическим способом, если использовать, например, 30 насадок диаметром каждая 3 мм, для создания перепада давления в насадках 100 МПа понадобилась бы мощность на долоте 8,5 МВт.

Между тем Саммерс и Генри доказали, что при комбинированном разрушении породы удельная (гидродинамическая и механическая) энергия относительно невелика.

Если к этому добавить, что некоторые твердые пропластки не поддаются разрушению под действием струй, то наиболее реальное решение проблемы в настоящее время заключается в использовании обычных долот с высоконапорными насадками. Число, размеры и оптимальная схема размещения насадок определяются экспериментально с учетом главного критерия — минимальной стоимости 1 м проходки.

11.8. ДЛИТЕЛЬНОСТЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СТРУИ С ПОРОДОЙ

Если динамическое давление струи превышает критическое значение, то в породе вырабатывается цилиндрический канал. Однако уже через несколько секунд углубление этого канала закончится вследствие прекращения разрушения породы (рис. 11.12). Давление струи при контакте с породой уже не достигает критического давления разрушения в результате увеличения расстояния между насадкой и породой, но главным образом вследствие интерференции струи с жидкостью, оставшейся в углублении. Около 75 % общего объема породы разбуривается в первую секунду [8, 19, 26].

При повторных воздействиях струи темп углубления образующегося канала уменьшается (рис. 11.13) и соответственно уменьшается объем разбуренной породы за один оборот [16, 17, 20]. Что же касается удельной энергии породоразрушения,

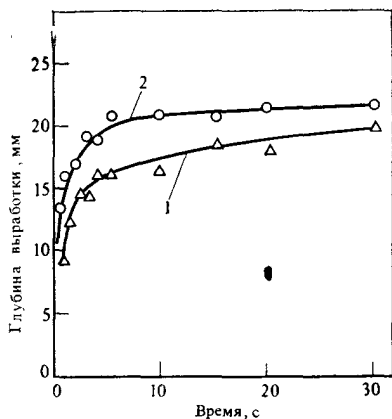


Рис. 11.12. Изменение во времени глубины выработки канала:
1 — пресная вода; 2 — вода с 0.01 % окисью полиэтилена

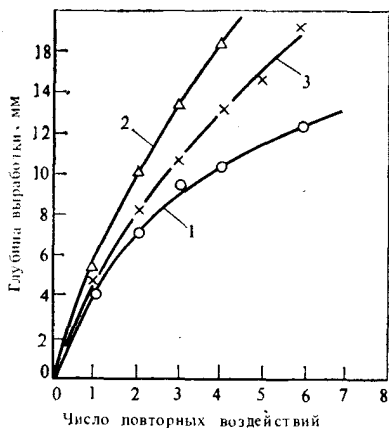


Рис. 11.13. Влияние повторных воздействий струи на глубину выработки канала в породе [5]:
1 — центральная насадка; 2 — периферийная насадка; 3 — насадка, занимающая промежуточное положение

то после нескольких оборотов она достигает определенного минимума, а затем снова возрастает.

В случае применения долот с насадками, когда струи вырезают в породе круговые каналы, нас интересует скорость перемещения струй относительно породы и в конечном счете частота вращения долота. Согласно формуле Кроу (11.11), в результате подтвержденной опытами Саммерса и Генри, углубление каналов за один оборот струи уменьшается с увеличением частоты вращения долота (рис. 11.14). По Финстра и др. [13], углубление за один оборот уменьшается пропорционально увеличению частоты вращения долота.

Из уравнения (11.11) при $v/c \rightarrow 0$ следует, что

$$h = \frac{2\mu_a}{1 + \mu_a^2} \frac{d_0 p_0}{\tau_0} (\mu_a \sin \theta_0 - \cos \theta_0 + e^{-\mu_a \theta_0}). \quad (11.17)$$

Это выражение не зависит от v , и помимо характеристик струи в него входит лишь прочность породы. Тогда условие (11.13) принимает вид

$$p_0 > p_c = \frac{\tau_0}{\mu_a}. \quad (11.18)$$

При $\mu_a = 0.42$ (по Кроу) $p_c = 2.2\tau_0$.

Если $v/c \rightarrow \infty$, то

$$h = \frac{2kd_0 p_0}{\mu_r d p v} (1 - e^{-\mu_a \theta_0}). \quad (11.19)$$

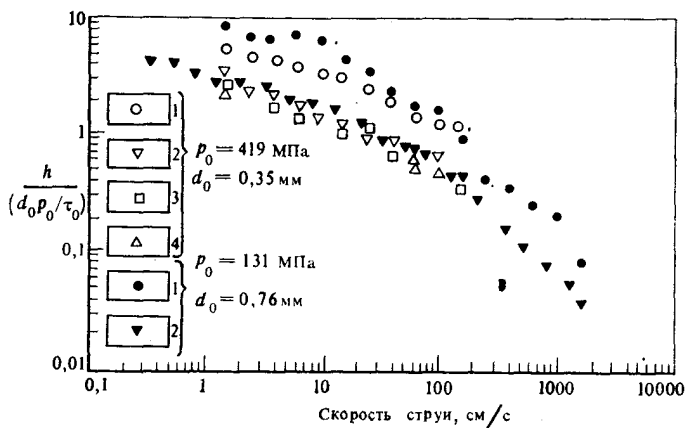


Рис. 11.14. Зависимость глубины выработки канала от скорости струи [17]:

1 — песчаник береа; 2 — песчаник уилкенсон; 3 — красный гранит; 4 — белый гранит

Глубина канала уменьшается обратно пропорционально скорости перемещения струи, а следовательно, и частоте вращения долота.

Однако с повышением частоты вращения долота увеличивается число последовательных взаимодействий струи с одной и той же зоной забоя за единицу времени. Поэтому нужно установить зависимость объема выбуренной породы, определяемой произведением (hv) , от частоты вращения долота. При умножении обеих частей уравнения (11.19) на v получим

$$(hv)_{\max} = \frac{2kd_0\rho_0}{\mu_r d_p} (1 - e^{-\mu\theta_0}) = \text{const} \quad (11.20)$$

при условии [согласно уравнению (11.13)], что

$$v < \mu_a \left(\frac{\rho_0}{\tau_0} - 1 \right) c. \quad (11.21)$$

Следовательно, скорость перемещения струи может возрастать с увеличением ее динамического давления. Кроу рекомендует, чтобы значение v не превышало 4 с.

На рис. 11.15 представлен график зависимости $hv = f(v)$, построенный на основе экспериментальных данных [16, 17]. Следует отметить, что диапазон исследованных скоростей очень широк: от 0,0033 до 17,20 м/с. При $v \leq 1 \div 2$ м/с произведение (hv) непрерывно возрастает, а затем остается практически неизменным.

Примерно к такому же выводу пришли Саммерс и Генри: чем быстрее струи «пробивают» поверхность породы, тем эффективнее идет разрушение независимо от перепада давления в насадках долота (рис. 11.16). Одно из объяснений заключа-

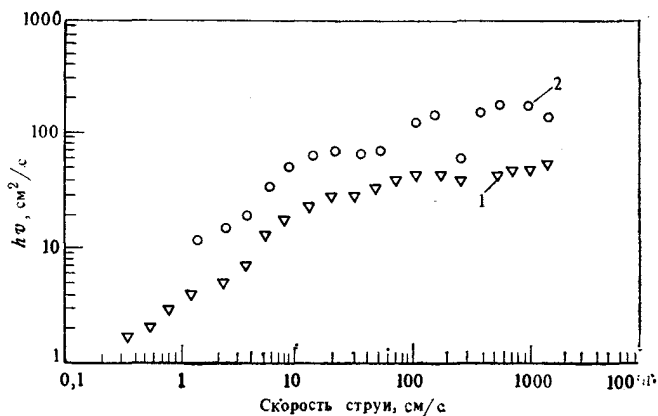


Рис. 11.15. Корреляция между параметром $h\nu$, определяющим объем выбуриваемой породы, и скоростью перемещения струи ($p_0=131$ МПа, $d_0=0,76$ мм):

1 — песчаник уилкенсон; 2 — песчаник береа

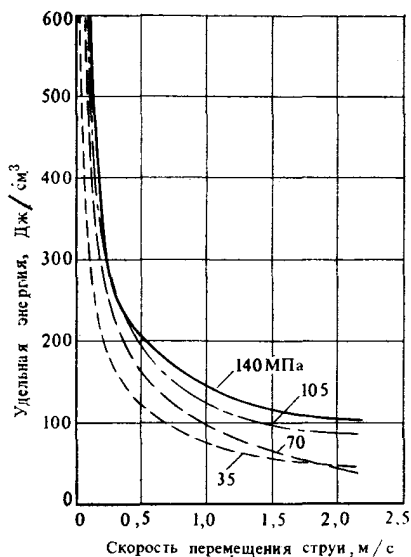


Рис. 11.16. Изменение удельной энергии разрушения породы от скорости перемещения струи по забою

ется в ограниченном взаимодействии струй с «возвратной» жидкостью.

По этой причине при проведении полупромышленных опытов с использованием обычных долот частоты их вращения, как правило, относительно велики: 120—180 об/мин, причем они должны быть тем больше, чем выше динамическое давление истекающих струй жидкости.

11.9. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРОД

Физико-механические свойства пород определяют критическое давление, при котором начинается разрушение, и скорость проходки.

О влиянии прочности пород речь уже шла в разделах 11.2—11.4 [см. также формулу Кроу (11.10)]. При прочих равных условиях критическое давление разрушения возрастает, а скорость углубления уменьшается с увеличением прочности породы.

Следует отметить, что в процессе некоторых промысловых экспериментов породы повышенной прочности не удавалось разбурить даже при высоких давлениях на насосах, что приводило к необходимости перехода на обычное роторное бурение с использованием шарошечных или алмазных долот [3, 4].

Согласно теории Кроу и результатам некоторых опытов, очень большое значение имеет проницаемость пород. Поры и трещины пород способствуют выравниванию давления вокруг гранул на поверхности разрушения. Поэтому проницаемые породы разрушаются значительно легче, чем уплотненные непроницаемые породы (см. также раздел 11.3). Например, для песчаника обертки ротора проницаемостью $0,004—0,01$ мкм² (см. рис. 11.3) удельное увеличение механической скорости бурения составляло $1,67$ мм/(с·МПа), а для непроницаемого известняка соллхофен оно было равно $1,8 \cdot 10^{-4}$ мм/(с·МПа) [24]. При более высокой проницаемости (свыше $0,01$ мкм²) темп роста механической скорости бурения с увеличением давления струи остается практически постоянным.

Как показал Соболевский, при одном и том же перепаде давления (30 МПа) слабопроницаемые глины разрушались в несколько раз медленнее (со скоростью 50 м/ч), чем проницаемые песчаники (200—300 м/ч) [23]. Насыщенность породы жидкостью положительно сказывается на ее разрушении. Выравнивание давления вокруг частиц породы происходит быстрее, тем самым облегчаются их отделение и вынос [16, 18].

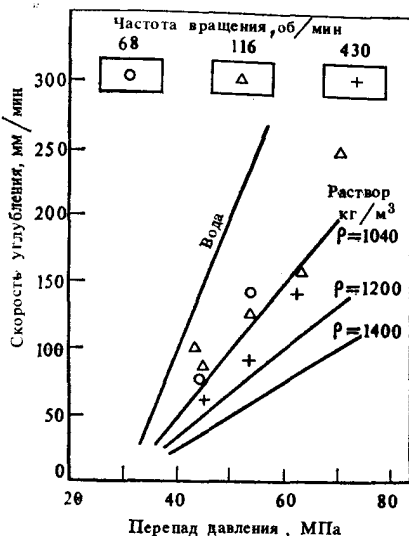
Влияние других характеристик породы — пористости, диаметра гранул, коэффициента внутреннего трения, природы цементирующего материала [некоторые входят в уравнение (11.12)] — трудно охарактеризовать индивидуально. Результаты некоторых исследований даже противоречивы. Например, по Соболевскому [22], чем мельче частицы породы, тем выше критическое давление разрушения, а скорость разрушения ниже, что противоречит уравнениям (11.11) и (11.12).

11.10. ХАРАКТЕРИСТИКИ БУРОВОГО РАСТВОРА

Критическое давление разрушения не зависит от типа промывочной жидкости до тех пор, пока не начинает проявляться абразивное воздействие содержащихся в жидкости твердых частиц [12, 13]. Когда давление превышает критическое значение, скорость углубления (проходки) зависит от типа и концентрации твердых частиц.

Как уже отмечалось, в атмосферных условиях глубина разрушения породы с помощью струй бурового раствора зна-

Рис. 11.17. Влияние плотности раствора на эффективность разрушения каррарского мрамора (давление окружающей среды или противодавление равно 12 % от перепада давления в насадках; 36-мм долото с восемью насадками диаметром 1,2 мм) [24]



чительно больше, чем струями воды. Объяснить это можно сохранением связности струи бурового раствора на большем расстоянии, чем струи воды; это различие существенно лишь при сравнительно большом удалении насадки от забоя. Аналогичное явление наблюдается и при добавлении к буровому раствору в малых концентрациях полиэтиленоксида (см. рис. 11.9 и 11.12).

Однако при высоких противодавлениях наблюдается совершенно другая картина. При использовании бурового раствора плотностью 1400 кг/м^3 было отмечено уменьшение скорости проходки примерно в 4 раза в непроницаемых породах (рис. 11.17) и в 7 раз в проницаемых по сравнению с проходкой при использовании воды (при одном и том же значении гидростатического давления). Еще значительнее скорость проходки уменьшалась при использовании утяжеленных буровых растворов.

11.1. ГИДРОСТАТИЧЕСКОЕ И ГОРНОЕ ДАВЛЕНИЯ

Гидростатическое давление само по себе не оказывает существенного влияния на скорость бурения. Определяющей является разница между гидростатическим давлением столба бурового раствора и пластовым давлением, что связано с ухудшением процесса очистки забоя от выбуренной породы (рис. 11.18).

Милаф и Ливсей оценили влияние горного давления на эффективность разрушения пород высоконапорными струями жидкости. При перепаде давления в насадке 57,5 МПа и горном давлении 28 МПа объем разбуренной сухой породы был

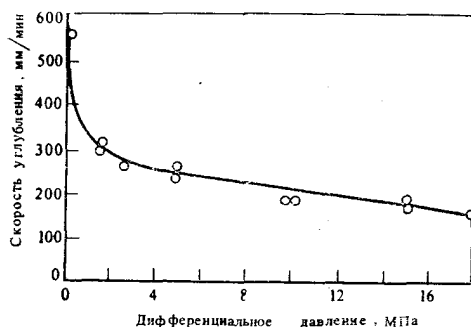


Рис. 11.18. Влияние дифференциального давления на скорость углубления (долото 36-мм с насадкой диаметром 1 мм, плотность бурового раствора $\rho=1200$ кг/м³, $p_0=20$ МПа, $n=350$ об/мин) [13]

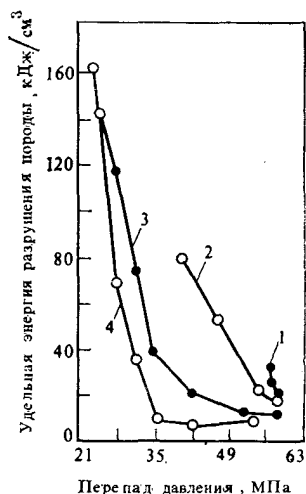


Рис. 11.19. Влияние горного давления на удельную энергию разрушения породы:
1 — сухая порода, $p_c=28$ МПа; 2 — насыщенная порода, $p_c=28$ МПа; 3 — сухая порода, $p_c=0$; 4 — насыщенная порода, $p_c=0$

на 47—68 % меньше, чем в опытах, проведенных в отсутствие горного давления (рис. 11.19). Значительное увеличение удельной энергии разрушения с ростом горного давления отмечают также в своих работах Конн и Падтке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Maurer W. C. Metode noi de foraj. (trad. din l. engleză). București, Editura tehnică, 1971.
2. Sobolevski V. V. s. a. Opitnoe burenie s ispolzovaniem razrušaiuščevo deistviiia visokonapornih strui burovovo rastvora. In: Neft. hoz., nr. 12, 1976, p. 11—13.
3. Maurer W. C. s. a. High pressure drilling. In: Jour. Petr. Tech., iulie 1973, p. 851—859.
4. Delly F. H. s. a. Five wells test high-pressure drilling. In: Oil and gas J., 4 iulie 1977, p. 74—81.
5. Hoshino K. s. a. The development of a water jet-boring machine for large diameter holes. In: Proc. 2-nd Int. Symp. Jet Cutting Technology, Cambridge, 1974.
6. Nagano T. s. a. The development of a water jet drilling machine. In: Proc. 2nd Int. Symp. Jet Cutt. Tech., Cambridge, 1974.
7. Maurer W. C. Drilling research to pay off by 2000. In: Petroleum 2000. Oil and Gas J., august 1977, p. 179.
8. Leach S. J. si Walker G. L. The application of high speed liquid jets to cutting. In: Phil. Trans. of the Royal Society of London. Seria A, vol. 260, 28 iulie 1966, p. 295—308.
9. Kozodoi A. K. si Bosenko A. A. Vliianie erozionnih svoystv jidkosti na razrušaiuščiu sposobnosti zatoplennih strui. In: Neft i gaz, nr. 11, 1978, p. 21—24.
10. Powell J. H. si Simpson S. P. Theoretical study of the mechanical effects of water jetsimpinging on a seminfinite elastic solid. In: Int. J. Rock. Mech. Min. Sci., vol. 6, nr. 4, iulie 1969, p. 353—364.

11. *Bosenko A. A.* Rol kavitații pri razrušenii gornih porod zatoplennimi struiami jidkosti. In: *Neft i gaz*, nr. 8, 1967, p. 27—29.

12. *Feenstra R. s. a.* Rock cutting jet. In: *Mining Eng.*, vol. 26, nr. 6, 1974, p. 41—47.

13. *Feenstra R. s. a.* Test show jet drilling has promise. In: *O. G. J.*, 1 iulie 1974, p. 45.

14. *Conn A. F., Padtke R. P.* Cavitating bit jets promise faster drilling for deep-hole operations. In: *O. G. J.*, 31 oct. 1977, p. 129—130, 135, 138, 143, 144, 146.

15. *Crow S. C. s. a.* Theory of hydraulic rock cutting. In: *Int. J. Rock Mech. Min. Sci.*, vol. 10, nr. 6, nov. 1973, p. 567—584.

16. *Crow S. C. s. a.* The mechanics of hydraulic rock cutting. In: *Proc. 2nd Int. Symp. Jet Cutt. Tech.*, Cambridge, 1974.

17. *Hulburt G. H. s. a.* Experiment in hydraulic rock cutting. In: *Int. J. Rock Mech. Min. Sci.*, vol. 12, nr. 7, 1975, p. 203—212.

18. *Melaugh J. F. si Livesay B. I.* Confining pressure affects jet erosion-drilling rate. In: *O. G. J.*, 10 nov. 1975, p. 188—190.

19. *Brook N. si Summers D. A.* The penetration of rock by high speed jets. In: *Int. J. Rock Mech. Min. Sci.*, vol. 6, nr. 3, mai 1969, p. 249—258.

20. *Summers D. A. si Henry R. S.* Water jet cutting of sedimentary rock. In: *J. P. T.*, iulie 1972, p. 797—802.

21. *Voitehovski B. V. s. a.* Ob ispolzovanii razrušaiușei sposobnosti strui jidkosti sverhvisokovo davleniia pri burenii skvajin. In: *Neft. hoz.*, nr. 12, 1973, p. 8.

22. *Sobolevski V. V. s. a.* Razrušenje gornih porod visokoskorostnimi struiami jidkosti. In: *Neft. hoz.* nr. 1, 1974, p. 8—10.

23. *Sobolevski V. V. s. a.* O vliianii svoistv gornih porod na ih razrušenje visokonapornimi struiami. In: *Neft. hoz.*, nr. 4, 1975, p. 9—10.

24. *Pols A.* Tests show jet-drilling hard rock potential. In: *O. G. J.*, 31 ianuarie 1977.

25. *Pols A.* Rock type decides jetting economics. In: *O. G. J.*, 7 februarie 1977.

26. *Farmer I. W. si Attewell P. B.* Rock penetration by high velocity water jet. In: *Int. J. Rock Mech. Min. Sci.*, vol. 2, nr. 2, 1965, p. 135—153.

2. *Соболевский В. В.* Опытное бурение с использованием разрушающего действия высоконапорных струй бурового раствора.— Нефтяное хозяйство, 1976, № 12, с. 11—13.

9. *Козодой А. К., Босенко А. А.* Влияние эрозионных свойств жидкости на разрушающую способность затопленных струй.— Нефть и газ, 1978, № 11, с. 21—24.

11. *Босенко А. А.* Роль кавитации при разрушении горных пород затопленными струями жидкости.— Нефть и газ, 1967, № 8, с. 27—29.

21. *Войцеховский Б. В.* Об использовании разрушающей способности струй жидкости сверхвысокого давления при бурении скважин.— Нефтяное хозяйство, 1973, № 12, с. 8.

22. *Соболевский В. В.* Разрушение горных пород высокоскоростными струями жидкости.— Нефтяное хозяйство, 1974, № 1, с. 8—10.

23. *Соболевский В. В.* О влиянии свойств горных пород на их разрушение высоконапорными струями.— Нефтяное хозяйство, 1975, № 4, с. 9—10.

Оглавление

Предисловие	5
Глава 1. Общие сведения	6
1.1. Назначение буровых растворов	6
1.2. Природа и состав буровых растворов	7
1.3. Свойства буровых растворов	8
1.4. Функции и состав тампонажных цементных растворов	12
1.5. Давление в стволе скважины	14
1.6. Температура в скважине	16
Список литературы	20
Глава 2. Реология буровых и тампонажных цементных растворов	22
2.1. Сведения о реологии. Основные уравнения	22
2.2. Реологические модели	23
2.2.1. Фундаментальные модели	23
2.2.2. Сложные модели	25
2.3. Тиксотропные свойства	34
2.4. Элементы микрореологии вязких жидкостей	38
2.4.1. Гомогенные среды	39
2.4.2. Дисперсные системы	41
2.5. Реология буровых растворов	48
2.5.1. Общая реологическая характеристика	48
2.5.2. Влияние концентрации	51
2.5.3. Влияние температуры и давления	54
2.6. Реология тампонажных цементных растворов	59
2.6.1. Общая реологическая характеристика	59
2.6.2. Влияние водоцементного отношения	64
2.6.3. Влияние перемешивания	66
2.6.4. Влияние температуры и давления	67
2.6.5. Влияние добавок	68
Список литературы	69
Глава 3. Уравнения движения	71
3.1. Сведения о механике деформируемых сред	71
3.1.1. Напряжения	71
3.1.2. Деформации	72
3.1.3. Скорости деформации	72
3.1.4. Девиаторы	75
3.1.5. Инварианты	76
3.1.6. Условие пластичности	77
3.2. Фундаментальные уравнения	78
3.2.1. Уравнение состояния	79
3.2.2. Уравнение неразрывности	79
3.2.3. Уравнения движения	80
3.2.4. Реологические уравнения	82
3.2.5. Уравнение сохранения энергии	84
3.3. Уравнения движения	87
3.4. Граничные и начальные условия	91
Список литературы	93
Глава 4. Течение буровых и тампонажных цементных растворов	94
4.1. Ламинарное течение	94
4.1.1. Круглые цилиндрические трубы	96
4.1.2. Кольцевое пространство между двумя соосными круговыми цилиндрами	118
4.1.3. Эксцентричные кольцевые пространства	140

4.2. Переход от ламинарного режима течения к турбулентному	144
4.2.1. Трубы	144
4.2.2. Концентричное кольцевое пространство	150
4.2.3. Эксцентричное кольцевое пространство	154
4.3. Турбулентное течение	155
4.3.1. Трубы	158
4.3.2. Кольцевое пространство	165
4.4. Потери давления на местных сопротивлениях	168
4.4.1. Замковые соединения	169
4.4.2. Насадки долота	171
4.4.3. Прочие местные сопротивления	172
4.5. Вторичные эффекты	176
4.5.1. Эффект Томса	176
4.5.2. «Ранняя» и «поздняя» турбулентность	179
4.5.3. Эффект Серге—Зильберберга	180
4.5.4. Пристенный эффект	182
4.6. Расчет потерь давления в циркуляционной системе скважины	183
Список литературы	189

Глава 5. Реометрия буровых и тампонажных цементных растворов 195

5.1. Принципы реометрии	195
5.2. Капиллярные реометры	197
5.2.1. Обработка опытных данных	198
5.2.2. Коррекция вискозиметрических данных	205
5.2.3. Выявление тиксотропных свойств	209
5.2.4. Типы капиллярных реометров	210
5.3. Ротационные реометры с коаксиальными цилиндрами	213
5.3.1. Теория ротационной вискозиметрии	214
5.3.2. Поправки	221
5.3.3. Типы ротационных реометров	222
5.4. Измерение тиксотропных характеристик	233
5.5. Измерение вязкоупругих характеристик	235
5.6. Измерение реологических характеристик тампонажных цементных растворов. Консистометры	235
Список литературы	239

Глава 6. Гидродинамические давления в скважине 241

6.1. Введение	241
6.2. Спуско-подъемные операции	242
6.3. Стационарное движение колонны труб	245
6.3.1. Ламинарное течение	247
6.3.2. Турбулентное течение	265
6.4. Свободное движение цилиндрического тела	270
6.5. Влияние эксцентриситета	273
6.6. Влияние проницаемости стенок скважины	274
6.7. Нестационарное движение жидкости в скважине. Волны давления	275
6.8. Влияние прочности геля	282
6.9. Вращение буровой или обсадной колонны	285
Список литературы	291

Глава 7. Вынос бурового шлама 295

7.1. Поддержание твердых частиц во взвешенном состоянии	295
7.2. Свободное падение твердых частиц в жидкости	297
7.3. Скорость выноса бурового шлама	305
7.4. Скорость восходящего потока бурового раствора	308
Список литературы	314

Глава 8. Промывка забоя скважины 316

8.1. Введение	316
8.2. Влияние давления на эффективность работы долота	317
8.3. Влияние расхода промывочной жидкости	323

8.4. Теория затопленных струй	324
8.5. Взаимодействие струй с забоем	333
8.5.1. Удар струй	333
8.5.2. Течение, параллельное забою	335
8.5.3. Распределение давления в призабойной зоне	338
8.6. Влияние свойств буровых растворов	340
8.6.1. Плотность : : :	340
8.6.2. Влияние фильтрационных и коьматационных свойств бурового раствора	341
8.6.3. Влияние объемной доли твердой фазы	341
8.6.4. Влияние типа бурового раствора	343
8.6.5. Реологические свойства и степень турбулентности	344
8.7. Диаграмма Бингхэма	346
8.8. Вынос шлама из призабойной зоны	350
8.9. Система промывки шарошечных долот	351
8.10. Критерии эффективности промывки скважины	356
8.11. Давление, создаваемое насосами	359
8.12. Мощность, развиваемая насосами	377
8.13. Гидравлическая мощность на долоте	382
8.14. Гидравлическая мощность на забое	390
8.15. Сила удара струй о забой	396
8.16. Механическая скорость бурения	403
8.17. Стоимость 1 м проходки	404
Список литературы	407
Глава 9. Гидравлика цементирования скважин	412
9.1. Введение	412
9.2. Вытеснение бурового раствора тампонажным	416
9.3. Смыв бурового раствора со стенок скважины	422
9.4. Смещение тампонажного и бурового растворов в зоне контактирования	425
9.5. Буферные жидкости	430
9.6. Давление в кольцевом пространстве цементируемой обсадной колонны	435
9.7. Расчет цементирования обсадных колонн	439
Список литературы	457
Глава 10. Бурение с очисткой забоя воздухом и другими средствами	460
10.1. Введение	460
10.2. Бурение с продувкой воздухом	461
10.3. Бурение с использованием азрированных жидкостей	477
10.4. Бурение с использованием эрлифта	489
10.5. Бурение с применением пены	496
10.6. Бурение с поглощением	502
10.7. Бурение с использованием струйных насосов	505
10.8. Бурение с местной циркуляцией	506
Список литературы	509
Глава 11. Гидромеханический способ бурения	512
11.1. Введение	512
11.2. Механизм гидродинамического разрушения горной породы	513
11.3. Критическое давление разрушения породы	517
11.4. Влияние динамического давления	520
11.5. Диаметр насадок	522
11.6. Расстояние между насадками и забоем	523
11.7. Расстояние между насадками	525
11.8. Длительность взаимодействия струй с породой	526
11.9. Характеристики пород	529
11.10. Характеристики бурового раствора	530
11.11. Гидростатическое и горное давления	531
Список литературы	532