

ПЕРВОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ РОССИИ



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

УТВЕРЖДАЮ


Руководитель ОПОП ВО
профессор М.В. Двойников

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО ИЗУЧЕНИЯ
ДИСЦИПЛИНЫ

ТЕХНОЛОГИЯ И ТЕХНИКА ГЕОЛОГОРАЗВЕДОЧНЫХ РАБОТ

Уровень высшего образования:	Подготовка кадров высшей квалификации
Направление подготовки:	21.06.01 Геология, разведка и разработка полезных ископаемых
Направленность (профиль):	Технология и техника геологоразведочных работ
Форма обучения:	очная
Нормативный срок обучения:	4 года
Составитель:	д.т.н. профессор М.В. Двойников

Санкт-Петербург

ВВЕДЕНИЕ

Современному специалисту по технологии и технике разведки месторождений полезных ископаемых необходимо знание технических средств геологической разведки, технологических процессов и операций бурения скважин. Анализ функционирования буровых машин и механизмов и их расчёт основан на положениях математики, физики, теоретической механики, сопротивления материалов, гидравлики и др. и позволяет правильно и однозначно решать разнообразные вопросы инженерной практики: выбор оборудования с оптимальной технической характеристикой, определение рациональных технологических параметров, оценка предельных возможностей буровых машин и инструмента, изменение их конструкции с определёнными технологическими целями, проектирование нового оборудования и др.

В последние годы техника и технология геологоразведочных работ быстро развивается и совершенствуется: создаются более стойкий породоразрушающий инструмент, средства автоматизации, новые технологии бурения, требующие более совершенных буровых машин с повышенными скоростями вращателей, компактных и удобных в эксплуатации. Ускоряются сроки модернизации буровых станков, вышек, насосов и другого оборудования, всё более высокие требования предъявляются к их качеству.

Теоретические основы процесса бурения скважин позволяют прогнозировать величину технологических параметров режимов бурения, разрабатывать алгоритмы управления этими параметрами, внедрять берегающие материал технологии, не снижая производительности бурения скважин.

1. БУРОВЫЕ ВЫШКИ И МАЧТЫ

Буровые вышки и мачты входят в состав стационарных, передвижных и самоходных буровых установок и предназначены для выполнения спускоподъёмных операций (СПО) с бурильными и обсадными трубами, поддержания на весу с помощью талевого системы колонны бурильных труб (КБТ) при бурении с разгрузкой, установки свечей и размещения средств механизации и автоматизации СПО.

Вышки и мачты должны отвечать следующим эксплуатационно-техническим требованиям: достаточная мощность, необходимый запас высоты, соответствие правилам техники безопасности, минимальные для конкретной грузоподъёмности масса и габариты, транспортабельность и удобство в монтаже.

Различают буровые вышки пирамидообразные и башенные, трёх- и четырёхгранные. Мачты могут быть призматическими, пирамидообразными, А-образными и шестовыми.

1.1. ТРЕНОГА И ЕЁ РАСЧЁТ

Пирамидообразные трёхгранные буровые вышки называют треногами. Их обычно применяют для бурения неглубоких вертикальных и наклонных скважин глубиной до 300-400 м в труднодоступных, малоосвоенных районах, где не всегда экономически целесообразно использовать серийно выпускаемые вышки и мачты.

Треноги изготавливают из брёвен или буровых труб обычно высотой 9-12 м (для наклонных треног эта высота считается по наклонной). Высота треноги

$$H = kl$$

где H – высота треноги по вертикали или по наклонной; l – принятая длина свечи; k – коэффициент запаса, учитывающий пространство для размещения элеватора и талевого блока и скорость подъёма инструмента, $k = 1,3 \div 1,5$.

Расчёт вертикальной треноги сводится к определению длины её ног (L_1, L_2 и L_3), угла α между вертикалью и средней ногой треноги и площади среднего сечения ног треноги F по следующим исходным данным: нагрузке на крюке $Q_{кр}$, высоте H , расстоянию b от устья скважины до середины линии, соединяющей точки опоры крайних ног треноги, и длине этой линии c . Величинами b и c задаются, исходя из габаритов используемого бурового оборудования: бурового станка и насоса. Очевидно, что должен быть известен и материал, из которого изготавливается тренога: дерево или сталь.

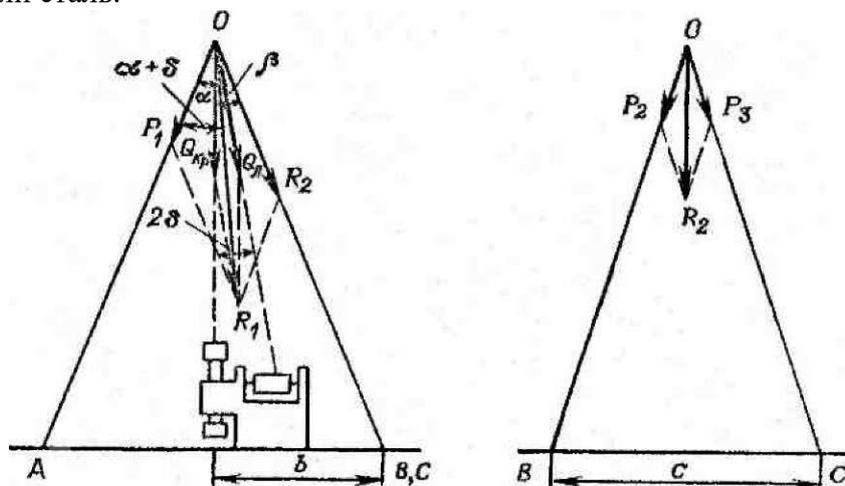


Рис.1. Тренога для вертикального бурения

Рис. 1. Тренога для вертикального бурения

С помощью схемы нагружения треноги (рис.1) вычисляют L_1 , L_2 и L_3 (соответственно AO , BO и CO). Из схемы видно, что $\beta = \arctg(b/H)$, а $\gamma = \arctg(c \cos \beta / 2H)$. Следовательно, учитывая равенство крайних ног треноги по длине в силу симметрии, $L_2 = L_3 = H / \cos \beta \cos \gamma$. Длина $L_1 = H / \cos \alpha$.

Угол α находят из следующих соображений. При работе без талевого блока на «прямом канате» равнодействующая двух сил: $Q_{кр}$ и натяжения лебёдочного конца каната $Q_{л}$, $R_1 \approx 2Q_{л} \cos \delta$ и может быть разложена на составляющие P_1 , действующую по ноге L_1 , и R_2 , действующую в плоскости двух других ног треноги L_2 и L_3 . Рассматривая треугольники P_1OR_1 и R_1OR_2 , на основании теоремы синусов получим $P_1 / \sin(\beta - \delta) = R_1 / \sin[180^\circ - (\alpha + \beta)]$; $R_2 / \sin(\alpha + \delta) = R_1 / \sin[180^\circ - (\alpha + \beta)]$ или $P_1 / \sin(\beta - \delta) = R_1 / \sin(\alpha + \beta)$; $R_2 / \sin(\alpha + \delta) = R_1 / \sin(\alpha + \beta)$. Отсюда

$$\begin{aligned} P_1 &= R_1 \sin(\beta - \delta) / \sin(\alpha + \beta); \\ R_2 &= R_1 \sin(\alpha + \delta) / \sin(\alpha + \beta). \end{aligned} \quad (1)$$

Но из схемы (рис.1) видно, что $P_2 = P_3 = R_2 / 2 \cos \gamma$. Следовательно, $P_2 = P_3 = R_1 \sin(\alpha + \delta) / 2 \cos \gamma \sin(\alpha + \beta)$.

Целесообразно, чтобы ноги треноги нагружались одинаково и были бы примерно одного и того же сечения. Это условие выражается равенством $P_1 = P_2 = P_3$ или

$$R_1 \sin(\beta - \delta) / \sin(\alpha + \beta) = R_1 \sin(\alpha + \delta) / [2 \cos \gamma \sin(\alpha + \beta)]$$

Таким образом,

$$2 \cos \gamma \sin(\beta - \delta) = \sin(\alpha + \delta)$$

Учитывая, что при колонковом бурении величина 2δ мала, можно записать $2 \cos \gamma \sin \beta = \sin \alpha$ и соответственно

$$\alpha = \arcsin(2 \cos \gamma \sin \beta)$$

Для вычисления величины среднего сечения ноги треноги F необходимо знать наибольшее продольное усилие, действующее по ноге и зависящее от предельной нагрузки на треногу $R_{1\max}$. Его можно рассчитать по формуле (1), исключив из неё δ . Равнодействующую $R_{1\max}$ в общем случае находят по грузоподъёмности лебёдки $Q_{г.л}$ и числу струн талевого системы, считая, что максимальная нагрузка на треногу может возникнуть при ликвидации прихвата инструмента, когда используется наибольшее тяговое усилие лебёдки. Исходя из этого,

$$R_{1\max} = 1,5 \varphi m Q_{г.л}$$

где 1,5 – коэффициент запаса, принимаемый по правилам техники безопасности; φ – коэффициент возможной перегрузки лебёдки, $\varphi = 1,2 \div 1,5$; m – число струн талевого системы.

При работе на «прямом канате» $m = 2$ и $R_{1\max} = 3\varphi Q_{г.л}$.

Расчёт F можно производить двумя способами: по формуле Эйлера и по техническим условиям на проектирование сооружений.

В первом случае по формуле Эйлера определяют критическую силу $P_{кр}$ при продольном изгибе стержней:

$$P_{кр} = \pi^2 EJ / (\mu l)^2 \quad (2)$$

где E – модуль продольной упругости (модуль Юнга); J – осевой (экваториальный) момент инерции сечения стержня; μ – коэффициент длины, зависящий от способа закрепления концов стержня; l – длина стержня.

В рассматриваемом случае $P_{1\max}$ эквивалентно $P_{кр}$, а чтобы нога треноги имела некоторый запас устойчивости, вводится коэффициент запаса устойчивости Ψ (для стали $\Psi = 5$, для дерева

$\psi = 10$). Таким образом, формула Эйлера приобретает вид ($\mu = 1$ как при шарнирном закреплении)

$$P_{1\max} = \pi^2 EJ / (\psi L_i^2) \quad (3)$$

где L_i – длина любой из ног треноги.

Для круглого и кольцевого сечений ноги треноги соответственно

$$J = \pi D_1^4 / 64 ; \quad J = \pi (D_1^4 - D_2^4) / 64 , \quad (4)$$

где D_1 и D_2 – наружный и внутренний диаметры.

Подставив выражения (4) в формулу (3), найдём

$$D_1 = \sqrt[4]{64 P_{1\max} \psi L^2 / \pi^3 E} ; \quad D_2 = \sqrt[4]{64 P_{1\max} \psi L^2 / \pi^3 E (\delta^4 - 1)}$$

соответственно для круглого и кольцевого сечений. Неизвестные D_1 и D_2 выражают одно через другое, зная сортамент буровых труб: $\delta = D_1 / D_2$.

Расчёт по формуле Эйлера завершается проверкой справедливости её применения в каждом конкретном случае. Проверка заключается в вычислении гибкости $\lambda = \mu L / i$, где $\mu = 1$; i – радиус инерции, $i = \sqrt{J / F}$ (F – площадь поперечного сечения ноги треноги). Если получено $\square \square 110$ для дерева и $\square \square 100$ для стали, то формулой можно пользоваться.

Во втором случае расчёт ведут по формуле

$$\sigma_p = P / \varphi F_{бр} \square [\sigma_{сж}] , \quad (5)$$

где \square_p – расчётное напряжение; P – продольно действующая нагрузка; φ – коэффициент уменьшения основного допускаемого напряжения для сжатых стержней; $\varphi = \sigma_{кр} k_o / \sigma_o k_y$; $\square_{кр}$ – критическое напряжение продольного изгиба; \square_o – предел прочности; k_o и k_y – коэффициенты запаса прочности и устойчивости соответственно; $F_{бр}$ – сечение (брутто) ноги треноги; $[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение на сжатие.

Последовательность расчёта следующая:

1. Так как не известны ни $F_{бр}$ ни φ , задаются некоторым значением φ и находят $F_{бр}$, заменяя P на $P_{1\max}$.

2. Выбрав форму сечения, определяют i и затем \square . По полученному значению \square из табл. 19 [1] уточняют значение φ .

3. В формулу (5) подставляют известные теперь $F_{бр}$ и φ и вычисляют \square_p . Если неравенство (5) не выполняется, задаются бóльшим значением $F_{бр}$ и повторяют операцию. Процедура решения может быть запрограммирована для ЭВМ.

При расчёте площади сечения ноги треноги как первым, так и вторым способом необходимо убедиться, что расчётное напряжение при простом сжатии не превышает допустимого, т.е.

$$\sigma_p = P_{1\max} / F_{бр} \square [\sigma_{сж}]$$

Здесь для учёта действия динамических нагрузок $[\sigma_{сж}]$ уменьшают на 30%.

Для расчёта стальных стержней малой и средней гибкости ($\lambda = 40 \div 100$) Ф. Ясинский предложил эмпирическую формулу для определения или проверки сечения конструктивных элементов буровых вышек и мачт

$$\sigma_{кр} = a - b\lambda$$

где a и b – опытные коэффициенты, для стали $a = 335$ МПа и $b = 1,4$ МПа; для дерева $a = 29$ МПа и $b = 0,19$ МПа.

Для вычисления или проверки расчёта F используют формулу

$$P_p = \sigma_{кр} F / \eta ,$$

* Величина φ в зависимости от λ для дерева изменяется от 0,08 до 1,00, а для стали от 0,19 до 1,00.

где P_p – расчётное усилие, действующее в элементе; \square – коэффициент запаса устойчивости, $\square\square3\square5$.

Особенности расчёта наклонной треноги связаны со схемой её нагружения (рис. 2). При установке треноги плоскость её крайних ног совмещают с продолжением оси проектной скважины. Поэтому равнодействующая сил $Q_{кр}$ и $Q_{л}$ действует в этой плоскости и не передаётся на среднюю ногу CO , которая устанавливается относительно горизонтальной плоскости под углом $\Theta < 90^\circ$. При одной и той же высоте треноги по наклонной \square тем больше, чем меньше угол наклона скважины к горизонту α .

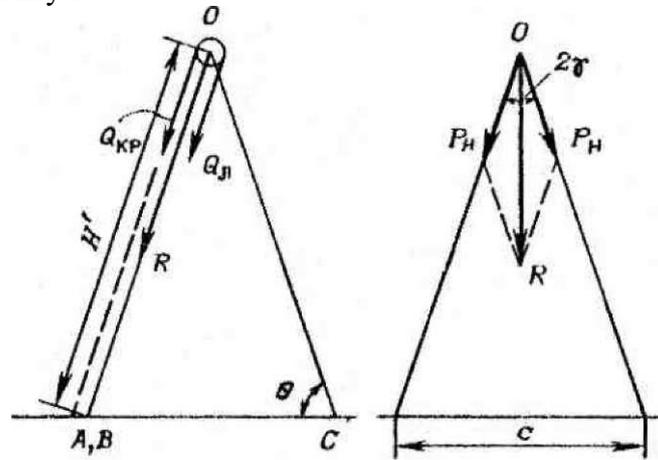


Рис. 2. Тренога для наклонного бурения

Принцип расчёта вертикальной и наклонной треног одинаков, но длина крайних ног треноги $L_1 = L_2 + H'/\cos\gamma$, где H' – высота по наклонной; длина средней ноги треноги $L_3 = H' \sin \alpha / \sin \Theta$, а усилие в крайних ногах $P_n = R/2 \cos \gamma$, где $R = 1,5 \varphi m Q_{г.л.}$.

1.2. ПРИНЦИП РАСЧЁТА МАЧТ

Передвижные и самоходные установки для грузоподъёмных операций имеют в своём составе мачты. Опорой мачты обычно служит основание установки, рама станка или специальный лежень, укладываемый на землю. Современные мачты бывают вертикальными, наклонными или могут принимать наклонное положение.

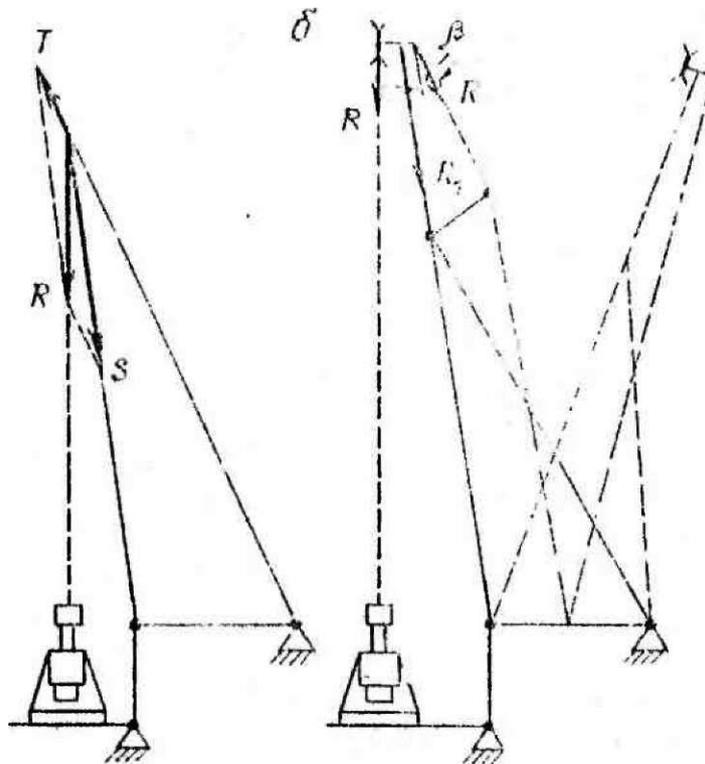


Рис. 3. Конструктивные схемы мачт:
а - с креплением подкоса под блок; б - с отклоняющим рычагом

Мачты с креплением подкоса под кронблок (рис. 3, а) обычно используют в установках для бурения неглубоких и средней глубины скважин (около 500 м). При расчёте мачты вначале определяют $R = 1,5\varphi m Q_{г.л.}$, а затем в зависимости от геометрической конфигурации мачты раскладывают R на составляющие T и S по правилу параллелограмма. По усилию S вычисляют сечение трубчатой мачты на продольный изгиб так же, как сечение F треноги, а по составляющей T – сечение подкоса.

Если мачта А-образная, расчётное усилие в каждой из её ног находят согласно схеме (рис. 4) по формуле $P_n = S/2 \cos \alpha$, где P_n – усилие в ноге А-образной мачты; α – угол наклона мачты в образуемой ими плоскости.

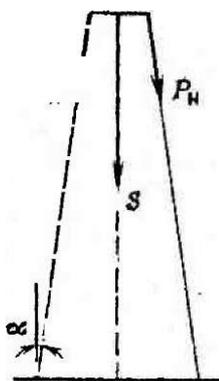


Рис. 4. Конструктивная схема А-образной мачты

При двух подкосах или растяжках их сечение рассчитывают в соответствии со схемой (см. рис. 3, а), согласно которой $T_1 = T/2 \cos \alpha_1$, где T_1 – усилие в подкосе или растяжке; α_1 – угол наклона растяжек в образуемой ими плоскости.

Мачты с отклоняющим рычагом (см. рис. 3, б) имеют большую высоту и входят в состав установок для бурения глубоких скважин (до 2000-3000 м). Такие мачты рассчитывают на нагрузку $R_1 \approx 2R$, где $R = 1,5\varphi m Q_{г.л.}$. Верхняя часть мачты от кронблока до места крепления подкоса, как и её нижняя часть от места крепления подкоса до основания, проверяется по усилию R_1 на продольный изгиб. При одной и той же толщине ствола мачты следует производить расчёт её длинной части как менее устойчивой к продольному изгибу.

1.3. ЧЕТЫРЁХГРАННЫЕ БУРОВЫЕ ВЫШКИ. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВЫШКУ

Четырёхгранные буровые вышки применяют при бурении вертикальных скважин глубиной свыше 250-300 м. Их изготавливают, главным образом, металлическими, но встречаются и дере-

вянные. Материалом для изготовления металлических буровых вышек служат трубы, уголкового прокат, прутковая сталь, швеллерные балки, а для сооружения деревянных вышек используются брёвна, доски и брусья.

Буровые вышки относятся к стержневым системам, т.е. к системам, элементы которых представляют собой стержни (один размер значительно превышает два других).

Главными конструктивными элементами буровых вышек являются: верхнее и нижнее основания, раскосы, пояса, ноги вышки, фонарь (рис. 5). Ноги металлических вышек и пояса обычно изготавливают из стальных труб, раскосы – из прутковой или из уголкового стали, а верхнее и нижнее основания – из швеллерных балок. Фонарь вышки не служит несущим элементом и состоит из лёгкого металлического каркаса, к которому крепят боковые панели и крышу.

Главным несущим элементом лезную нагрузку при всех подъёмных операциях, связанных с сооружением и ются ноги. Верхнее основание случерез который нагрузка передаётся ний защищает кронблок от атмоспляют громоотвод и сигнальные опорное. Его балки часто служат вышки волоком без разборки. К ним устанавливают буровое оборудованеобходимую жёсткость всей конногами при работе в суровых северми или другим материалом.

К недостаткам четырёхгранвышек относят невозможность их клонных скважин, значительную бов их подъёма и опускания.

Для геологоразведочного булезные ископаемые используют ровые копры Н-12, Н-18, Н-22, В-18,

Основными техническими хасчитают размеры верхнего и нижнеподошвы нижнего основания до осиную нагрузку и массу вышки. Разваний зависят от габаритов оборудования, высота вышки – от длины свечей.

Высота вышки превышает длину свечей на величину, обеспечивающую размещение талевого блока и маневрирование со свечами: $H = kl$, где l – длина свечи; k – коэффициент, учитывающий высоту элеватора, крюка, талевого блока и расстояние, необходимое для маневрирования при подъёме свечи.

Основные нагрузки на вышку подразделяют на вертикальные и горизонтальные. Вертикальные нагрузки складываются из полезной нагрузки на крюке (вес наиболее тяжёлой колонны труб), натяжения ходового и неподвижного («мёртвого») концов каната и собственного веса вышки.

Горизонтальные нагрузки составляют горизонтальная составляющая веса свечей бурильных труб, установленных в вышке, и давление ветра на элементы конструкции вышки и пакет свечей труб, извлечённых из скважины.

Иногда в расчёте учитывают вертикальную и горизонтальную составляющие от натяжения растяжек, если последние раскрепляют вышку с натягом, например, при установке на склонах гор или оврагов.

Вертикальные нагрузки. Полезная нагрузка, $Q_{кр}$ т.е. наибольшая нагрузка на крюке, и грузоподъёмность вышки $Q_{в}$ зависят от конструкции скважины и принятого способа бурения. По

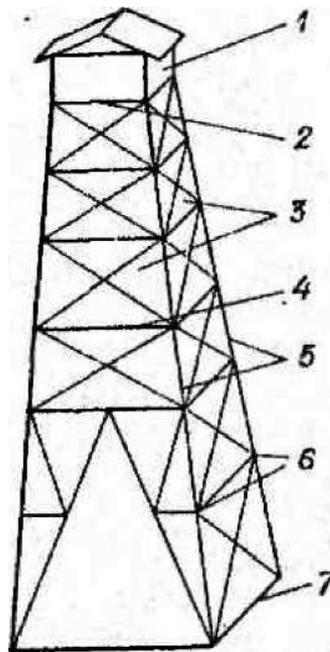


Рис. 5. Четырёхгранная буровая вышка
1 - фонарь; 2 и 7 - верхнее и нижнее основания; 3 - раскосы; 4 - пояса; 5 - ноги вышки; 6 - узлы

вышки, воспринимающим полных и поддерживающих операциями скважин, является для размещения кронблока, всей вышке и фонаря. Последсферных осадков, на нём закреплампы. Нижнее основание – полозями для перемещения крепятся брусья, на которых ние. Пояса и раскосы создают струкции вышки. Их вместе с ных условиях обшивают доска-

ных буровых вертикальных использования для бурения на-массу и несовершенство спосо-

рения скважин на твёрдые постандартные металлические буВ-26/25, ВР-24 и др.

рактеристиками буровой вышки го оснований, высоту вышки от кронблока, допустимую полезмеры нижнего и верхнего осно-

мере углубки скважины нагрузка на крюке меняется и достигает максимума при спуске в скважину наиболее тяжёлой колонны бурильных или обсадных труб.

Вес колонны труб в промывочной жидкости

$$Q = qL(1 - \gamma_{\text{ж}}/\gamma),$$

где q – вес 1 м труб; L – длина колонны; $\gamma_{\text{ж}}$ и γ – плотность жидкости и материала труб соответственно.

Учитывая возможность прихвата колонны, потерей веса труб в промывочной жидкости пренебрегают и вводят в расчёт дополнительный коэффициент β , учитывающий влияние сил сопротивления и прихвата труб в скважине:

$$Q_{\text{кр}} = \beta Q = \beta qL.$$

Для геологоразведочного бурения $\beta = 1,5 \div 2,0$. Меньшие значения β берут для скважин большей глубины.

Грузоподъёмность вышки – это предельная нагрузка, которую она может выдержать при работе. Поэтому $Q_{\text{в}}$ должна в любом случае превышать усилие, которое может возникнуть на крюке при действии подъёмных механизмов (лебёдки с талевой системой). По правилам безопасности при оснастке вышки талевой системой необходимо соблюдать неравенство

$$Q_{\text{в}} > P_{\text{р}} m,$$

где $P_{\text{р}}$ – разрывное усилие каната; m – число струн талевой системы. При работе на «прямом канате» $Q_{\text{в}} > 2P_{\text{р}}$.

Натяжение ходового ($Q_{\text{л}}$) и неподвижного ($Q_{\text{н}}$) концов каната можно вычислить по формуле

$$Q_{\text{л}} = Q_{\text{н}} = Q_{\text{кр}} / (m\eta), \quad (6)$$

где m – число сокращающихся струн; η – КПД талевой системы.

Собственный вес вышки действует на все её элементы и распределяется так, что каждый участок подвергается воздействию всех вышерасположенных частей. Таким образом, наибольшие нагрузки от действия собственного веса вышки возникают в её нижних элементах. В нагрузку от собственного веса включают и нагрузку от обшивки вышки.

Усилия от действия вертикальных нагрузок. Усилия от полезной нагрузки на крюке и напряжения ходового и неподвижного концов каната определяют из следующих соображений. Наибольшая нагрузка, действующая на кронблок вышки, с учётом формулы (6)

$$Q_0 = Q_{\text{кр}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{н}} = Q_{\text{кр}} [1 + 2/(m\eta)].$$

В общем случае вектор Q_0 может не совпадать с вертикалью (рис. 6), но угол α настолько мал, что в практических расчётах им пренебрегают. В точках A , B , C и D действуют составляющие нагрузки $P = Q_0/4$. Каждая из них в свою очередь может быть разложена на составляющие P_1 и P_2 , действующие по ноге и в плоскости верхнего основания $ABCD$ (рис.6, б), а P_2 – на составляющие P_3 , действующие по стержням верхнего основания. Эти усилия вычисляют по формулам

$$P_1 = P/\sin \gamma = Q_0/(4 \sin \gamma); \quad P_3 = P_2 \cos 45^\circ \\ P_3 = Q_0 \operatorname{ctg} \gamma / (4\sqrt{2}).$$

Рис. 6. Вертикальные нагрузки на вышку:
а – нагружение вышки полезной нагрузкой;
б и в – силы, действующие в узлах верхнего
и нижнего оснований вышки соответственно

Под действием полезной нагрузки и натяжения в ходовом и неподвижном концах каната напряжёнными оказываются лишь квадрат верхнего основания и четыре ноги вышки.

Усилия от собственного веса вышки рассчитывают, прикладывая вертикальные силы веса во всех узлах, лежащих на линиях пересечения ног и поясов вышки. Очевидно, что наибольшую нагрузку от веса вышки испытывают ноги в нижней части копра.

Если Q'_B – вес вышерасположенных частей вышки, действующей в нижней части копра, то на каждую его ногу на участке между нижним основанием и первым поясом будет действовать часть этого веса $P'_B = Q'_B / (4 \sin \gamma)$.

Сумма усилий (рис. 6, в), действующих по ноге в нижней части вышки,

$$P_H = P_1 + P'_B = (Q_0 + Q'_B) / (4 \sin \gamma)$$

Усилие P_H направлено по оси ноги и является расчётным для проверки нижнего её участка между нижним основанием и первым поясом на продольный изгиб. Оно раскладывается на составляющие

$$P' = P_H \sin \gamma = (Q_0 + Q'_B) / 4 \quad \text{и} \quad P'_2 = P_H \cos \gamma = (Q_0 + Q'_B) \operatorname{ctg} \gamma / 4.$$

Последняя действует по диагонали нижнего основания, а её составляющие $P'_3 = (Q_0 + Q'_B) \operatorname{ctg} \gamma / (4\sqrt{2})$ растягивают стержни последнего. Если основания ног вышки не связаны балками (трубами, стержнями и т.п.), их необходимо крепить анкерными болтами к бетонным тумбам, заложенным в землю, для противодействия смещению под влиянием силы P'_2 . Болты проверяются на срез с учётом силы P'_2 и силы трения между опорой ног и бетонным основанием.

Расчёт отдельных элементов вышки. Во время бурения элементы конструкции буровых копров подвергаются воздействию как статических, так и динамических нагрузок. Последние не поддаются точному учёту.

Под действием вертикальных нагрузок ноги вышки и стержни верхнего основания испытывают продольное сжатие, а стержни нижнего основания, если они есть, – растяжение. Приближённый расчёт ног копра производят на продольный изгиб по формуле Эйлера или по техническим условиям на проектирование. Обычно рассчитывают или проверяют участок ноги между нижним основанием и первым поясом, где действует наибольшее усилие P_H . По формуле Эйлера

$$P_H = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2 \eta_y}, \quad (7)$$

где l – длина участка ноги между нижним основанием и первым поясом; η_y – коэффициент устойчивости, для стали $\eta_y = 3 \div 5$, для дерева $\eta_y = 5 \div 10$.

Формула (7) применима для стали при $\square \square 100$ и для дерева при $\square \square 110$.

1.4. ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВЫШКУ

На вышку действуют следующие горизонтальные нагрузки: давление ветра на элементы конструкции и комплект свечей и горизонтальная составляющая силы веса свечей бурильных труб, установленных в вышке.

Давление ветра на элементы конструкции оценивают по величине распределённой ветровой нагрузки на 1 м^2 боковой поверхности вышки

$$W = p_0 n \beta c_a,$$

где p_0 – скоростной напор ветра; n – коэффициент увеличения скоростного напора в зависимости от высоты над поверхностью земли; β – коэффициент, учитывающий динамическое воздействие, вызываемое пульсациями скоростного напора ветра; c_a – аэродинамический коэффициент.

Территория бывшего СССР разделена на семь районов со скоростным напором ветра p_0 на высоте до 10 м над поверхностью, равным 270, 350, 450, 550, 700, 850 и 1000 Па (ГОСТ 1451-77). Для горных и малоизученных местностей, границы которых определены ГОСТом, скоростной напор $p_0 = \rho v^2 / 2$ (здесь ρ – плотность воздуха, $\rho = 1,293$ кг/м³; v – скорость ветра на высоте 10 м от поверхности, м/с).

Коэффициент n зависит от высоты над поверхностью H следующим образом:

H,	<1	10-	20-	30-	40-
м	0	20	30	40	50
n	1	1,25	1,40	1,55	1,65

Коэффициент

$$\beta = 1 + m_n \xi,$$

где m_n – коэффициент пульсации скоростного напора ветра, $m_n = 0,12$; ξ – коэффициент динамичности, определяемый периодом свободных колебаний вышки (мачты) T . В нерабочем состоянии (колонна бурильных труб поднята).

$$T = 3,63 \sqrt{H^3 M_n / (EJ)}.$$

где M_n – приведённая масса, $M_n = M_k + 0,263(M + M_c)$; M_k – масса кронблока; M – масса конструкции; M_c – масса пакета свечей; EJ – поперечная жёсткость конструкции.

Для четырёхгранной вышки (мачты) осевые моменты инерции сечения конструкции $J_x = 4J_0 + Fa^2$ и $J_y = 4J_0 + Fb^2$ (рис. 7, а). Для трёхгранной вышки (рис. 7, б) $J_x = 3J_0 + \frac{2}{3}(Fa^2)$ и $J_y = 3J_0 + 0,5(Fb^2)$. Здесь J_0 – осевой момент инерции сечения ноги вышки; F – площадь поперечного сечения ноги вышки.

Рис. 7. Поперечные сечения четырёхгранной (а) и трёхгранной (б) вышек

речного сечения ноги вышки.

Коэффициент динамичности принимают по следующим данным:

T ,	0,2	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0
ξ	5	0	0	0	0	0
β	0,4	0,8	1,7	2,2	2,6	2,9
	4	8	5	5	5	6

Аэродинамический коэффициент определяют экспериментально: для обшитых поверхностей вышек с наветренной и заветренной сторон c_a равен 0,8 и 0,6 соответственно, для равнобе-ких уголков $c_a = 2,0$.

Для стержней круглого сечения c_a определяют в зависимости от величины $p_0 n d^2$ (здесь d – диаметр стержня, м):

$p_0 n d^2$,	5	5-	8-	15-	25-	100-
H		8	15	25	100	1000
c_a	1,	1,	0,7	0,5	0,6	0,7
	2	0				

Буровые вышки – пространственные конструкции, ветер неодинаково действует на их наветренную и заветренную грани. Ветровая нагрузка на наветренную грань

$$W_n = p_0 n \beta \sum f_i c_{ai},$$

где $f_i c_{ai}$ – сумма произведений площади проекций элементов на соответствующие аэродинамические коэффициенты.

Ветровая нагрузка на заветренную грань

$$W_3 = m_3 W_n,$$

где m_3 – коэффициент, учитывающий ослабление действия ветра на заветренную грань (табл.1). Для необшитой вышки принимают обычно $\varphi_n = 0,15 \div 0,20$.

Таблица 1

Значения коэффициента m_3

b_1/h_0	φ_n					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	□0,6
0,5	0,93	0,75	0,56	0,38	0,19	0
1,0	0,99	0,81	0,65	0,48	0,32	0,15
2,0	1,00	0,87	0,73	0,59	0,44	0,30
4,0	1,00	0,90	0,78	0,65	0,52	0,40
6,0	1,00	0,93	0,83	0,72	0,61	0,50

Примечание. φ_n – коэффициент заполнения наветренной грани; b_1/h_0 – отношение ширины панели (длины пояса) к высоте панели решётки фермы вышки (расстоянию между соседними поясами).

Давление ветра на пакет свечей, как и в случае буровой вышки, зависит от скоростного напора ветра и аэродинамического коэффициента: $W_c = p_0 n c_a$. Сила T , создаваемая давлением ветра, зависит от количества и расположения свечей с наветренной стороны: $T = p_0 n c_a F$, где F – площадь проекции пакета свечей на вертикальную плоскость, на которую воздействует ветер.

Горизонтальная составляющая силы веса свечей (рис.8), установленных в вышке.

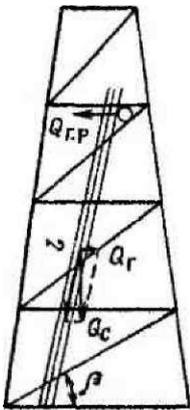


Рис. 8 Горизонтальные нагрузки на вышку от веса пакета свечей
 $Q_{г.р}$ – реакция от Q_c

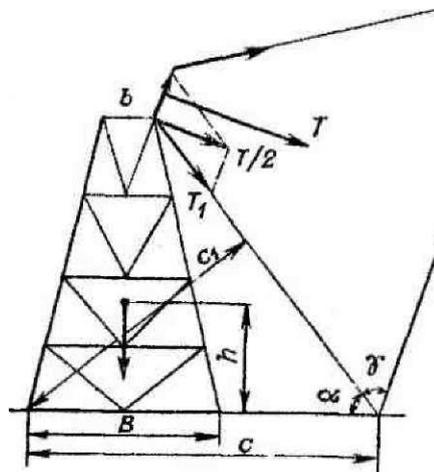


Рис. 9. Расчёт усилий в растяжках

$$Q_{г.г} = Q_c \operatorname{ctg} \beta = p n c_a l \operatorname{ctg} \beta$$

где Q_c – вес пакета свечей; p – вес одной свечи; n – количество свечей.

Для расчётов вышек на устойчивость необходимо знать опрокидывающий момент, создаваемый $Q_{г.г}$,
 $M = Q_{г.г} l \sin \beta / 2$ или
 $M = p n l \cos \beta / 2$. Обычно $\beta = 87,5^\circ$, что соответствует горизонтальной составляющей, равной 2,5% от веса труб.

Приблизительно опрокидывающий момент можно рассчитать по суммарной силе

ветра, действующей на наветренную и заветренную грани вышки:

$$R = W_n + W_3 = p_0 n \beta \sum f_i c_{ai} (1 + m_3)$$

Точку приложения этой силы определяют по следующим формулам для четырёх- и трёхгранной вышек соответственно

$$h = (1/3)H (B + 2b)/(B + b); \quad h = H/3,$$

где B и b – ширина нижнего и верхнего оснований.

Для устойчивости вышки необходимо, чтобы соблюдалось неравенство

$$Q_b B/2 > Rh,$$

где Q_b – вес вышки.

Если $Q_b B/2 < Rh$, то вышку необходимо раскреплять растяжками (рис.9). В этом случае уравнение устойчивости вышки записывают в виде

$$Q_b B/2 + Tc_1 = \eta Rh,$$

где T – суммарное натяжение двух растяжек; η – коэффициент устойчивости, $\eta = 1,5 \div 2,0$.

Отсюда

$$T = (\eta Rh - Q_b B/2) / c_1,$$

а натяжение в одной растяжке

$$T_1 = T/2 \sin \gamma = (\eta Rh - Q_b B/2) / 2c \sin \alpha \cdot \sin \gamma,$$

где c_1 и c – соответственно расстояние от плоскости растяжек до наиболее удалённой стороны нижнего основания и расстояние от последней до линии, соединяющей основание растяжек; α и γ – углы между горизонтальной плоскостью и плоскостью растяжек, а также растяжкой и линией, соединяющей основания растяжек.

Действие горизонтальных нагрузок, в отличие от вертикальных, распространяется на все элементы буровой вышки: участки ног, стержни верхнего и нижнего оснований, пояса и раскосы. Особо следует подчеркнуть роль горизонтальных нагрузок в возникновении усилий в поясах и раскосах вышки, где действие вертикальных нагрузок отсутствует. В связи с этим вышку необходимо рассматривать как пространственную ферму, пояса и раскосы которой предназначены для создания жёсткости её конструкции. Усилия, возникающие в этих элементах, противодействуют горизонтальным нагрузкам, стремящимся преодолеть жёсткость конструкции, изменить её пространственную форму. Расчёт усилий в этих случаях целесообразнее всего производить по методикам, принятым в строительной механике для вычисления нагрузок в элементах ферм, являющихся стержневыми системами.

1.5. АНАЛИЗ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ

Систему упругих стержней, связанных между собой, называют фермой. Стержни могут находиться в одной плоскости или представлять собой пространственную систему (пространственные фермы). К последним относятся буровые вышки и мачты. Как правило, пространственная ферма является комбинацией плоских ферм. Например, четырёхгранная вышка представляет собой комбинацию четырёх плоских трапециевидальных ферм, а тренога – трёх треугольных. Поэтому расчёт пространственных ферм сводится к определению напряжений (или сечений) в элементах плоских ферм с соответствующей корректировкой на их пространственное расположение.

Различают две основные системы плоских ферм: балочную и арочную (рис. 10)

а

б

Рис. 11. Элементы плоской фермы
1 – пояс; 2 – ригель; 3 – полураскос; 4 – узел; 5 – стойка

Рис. 10. Плоские фермы балочного (а) и арочного (б) типов

Балочные системы называют безраспорными, так как в них горизонтальные составляющие опорных реакций, возникающих под действием вертикальных нагрузок, отсутствуют. Вертикальные силы в опорах арочных систем вызывают реакции, имеющие как вертикальные, так и горизонтальные составляющие. Последние называют распором, а арочные системы ферм соответственно распорными.

По строительной терминологии в ферме различают следующие конструктивные элементы (рис. 11): узлы – соединения стержней ферм; пояса – внешние стержни, ограничивающие ферму; решётку – совокупность стержней внутри контура поясов; стойки – вертикальные стержни, работающие на сжатие; подвески – вертикальные стержни, подвергающиеся растяжению; раскосы и ригели – наклонные и горизонтальные стержни соответственно. Расстояние между соседними узлами поясов называют панелью. Оси всех стержней, сходящихся в узле, должны центрироваться.

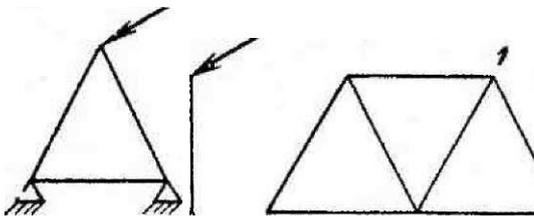


Рис. 12. Неизменяемый (а) и изменяемый (б) элементы фермы и схема построения её неизменяемой решётки (в)

Ошибка! Закладка не определена.

Принцип неизменяемости ферм. Любая ферма в строительной конструкции не должна изменять своей формы под действием внешней нагрузки за исключением неизбежных упругих деформаций.

В противном случае она не будет отвечать своей роли жёсткого конструктивного элемента. Неизменяемость фермы гарантирует соблюдение двух условий.

Первое, необходимое, выражается зависимостью числа стержней от числа узлов:

$$k = 2n - 3, \quad (8)$$

где k и n – число стержней и узлов соответственно.

Равенство (8) получено эвристически. Элемент фермы может быть построен не менее чем из трёх стержней, образующих треугольник (рис. 12, а). Очевидно, что под действием внешней силы F треугольник не изменит своей формы за исключением упругой деформации стержней, которой можно пренебречь, а элемент фермы из четырёх стержней превратится в параллелограмм (рис. 12, б). Не сохраняют свою форму под действием внешней нагрузки и 5-, 6- и n -угольники. Таким образом, базовым неизменяемым элементом плоской фермы является треугольник, а сама неизменяемая ферма строится по схеме: базовый треугольник, к которому добавляют узел и два стержня (рис. 12, в), затем снова узел и два стержня и т.д. Таким образом, неизменяемая ферма должна состоять из стержней, число которых равно удвоенному числу узлов минус три (это стержни базового треугольника; где на один узел приходится один стержень).

Следует добавить, что при построении неизменяемой фермы по такому принципу каждые два последующих стержня не должны лежать на одной прямой.

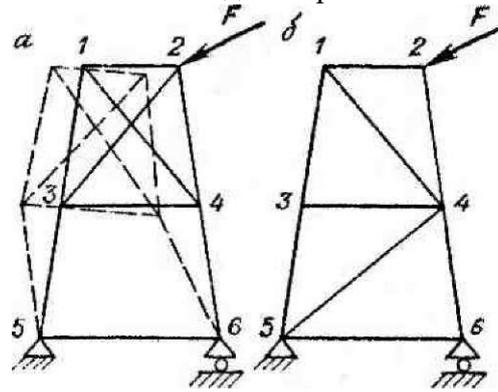


Рис. 13. Изменяемая (а) и неизменяемая (б) фермы с одинаковым числом стержней

Первое условие – необходимое, но недостаточное. Действительно, возможна ферма (рис. 13, а), в которой число стержней соответствует условию (8), но её часть 3-4-5-6, представляющая собой четырёхугольник, легко изменяется под действием внешней силы F . Анализ конструкции показывает, что стержень 2-3 (или 1-4) в элементе фермы 1-2-3-4 без ущерба для жёсткости конструкции может быть установлен как раскос 4-5 (рис. 13, б).

Таким образом, второе условие неизменяемости фермы – отсутствие возможных «лишних» стержней, что устанавливается визуальным анализом структуры фермы.

Статически определимые и неопределимые буровые решётки. В соответствии с методами вычисления напряжения или поперечных сечений элементов ферм, последние подразделяют на статически определимые и неопределимые. Статически определимые фермы могут быть решены с помощью системы трёх уравнений: $\Sigma X = 0$; $\Sigma Y = 0$; $\Sigma M = 0$. Статически неопределимые требуют составления дополнительных уравнений, связывающих упругие деформации стержней с действующими в них усилиями.

Рассмотрим методы решения статически определимых ферм, соответствующих формам решёток буровых вышек. Равенство (8) является условием статической определимости неизменяемой фермы. Если в ферме есть «лишние» стержни, ферма становится статически неопределимой.

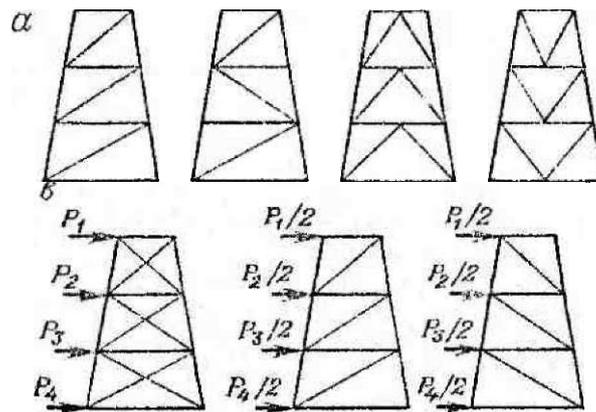


Рис. 14. Решётки буровых ферм:
а – однораскосная; б – полураскосная;
в – крестовая; г – ромбическая

Среди систем решёток (рис. 14), характерных для буровых ферм – граней вышек, статически определимыми являются однораскосная, полураскосная и ромбическая. Крестовая, статически неопределимая, может быть сведена к статически определимой двумя способами:

1) систему делят на две односторонние статически определимые фермы, прикладывая к ним половинные нагрузки (рис. 14, б), и после решения ферм усилия в одноимённых стержнях складывают;

2) из системы решётки исключают «лишние» стержни, т.е. те стержни, которые в данных условиях нагружения не работают, приводя её к статически определимой. Например, раскосы из прутковой стали не могут работать на сжатие, а сделанные из деревянного бруса – на растяжение.

Кроме указанных систем решёток могут встречаться их комбинации.

Усилия в стержнях ферм. Эти усилия, возникающие при действии внешней нагрузки, определяют с помощью аналитического и графического (по диаграмме Максвелла–Кремоны) методов и метода вырезания узлов.

При использовании аналитического метода составляют уравнения статики $\Sigma X = 0$; $\Sigma Y = 0$; $\Sigma M = 0$ и с их помощью вычисляют неизвестные усилия в стержнях.

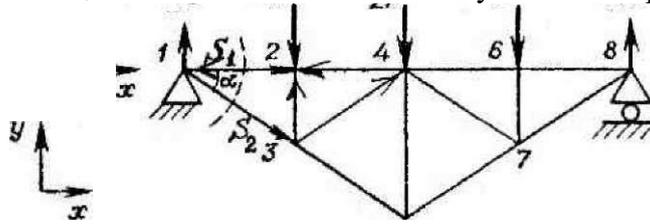


Рис. 15. Определение усилий в стержнях фермы методом вырезания узлов

Метод вырезания узлов удобнее всего пояснить на примере. Пусть балка нагружена в узлах 2, 4 и 6 соответственно вертикальными силами P , $2P$ и P (рис.15). Определить величину и знаки усилий, возникающих в стержнях балки-фермы (растяжение и сжатие принято обозначать знаками плюс и минус соответственно).

Удостоверимся сначала, что ферма статически определима: по условию (8) $k = 2 \cdot 8 - 3 = 13$, что соответствует количеству стержней. Решение следует начать с узла, где сходятся не более двух неизвестных усилий, предварительно вычислив реакции опор. В силу симметрии балки и её нагружения реакции опор в узлах 1 и 8 равны $2P$. Вырезаем мысленно узел 1, заменяя действие отделившейся части балки произвольно выбранными усилиями сжатия S_1 (стрелка направлена к узлу) и растяжения S_2 (стрелка направлена от узла). Выбрав направление осей координат x и y , как показано на рис. 15, составляем два уравнения статики:

$$\Sigma x = -S_1 + S_2 \cos \alpha = 0; \quad \Sigma y = 2P - S_2 \sin \alpha = 0,$$

где α – угол между стержнями 1-2 и 1-3, заданный конструктивно. Из второго уравнения $S_2 = 2P / \sin \alpha$. Подставив S_2 в первое уравнение, получим $S_1 = 2P \cot \alpha$. В данном случае произвольно выбранные знаки усилий S_1 и S_2 , оказались правильными, о чём свидетельствуют положительные значения S_1 и S_2 , полученные при решении уравнений. Отрицательные значения говорили бы о том, что направления стрелок (или одной из них) были выбраны неправильно и их следует изменить на противоположные.

Решив таким образом узел 1, проставим соответствующие полученным усилиям стрелки на противоположных узлах концов стержней 1-2 и 1-3.

Далее решим аналогично узел 2 (приступить к решению узла 3 нельзя, так как там сходятся более чем два неизвестных усилия), и получим усилия в стержнях 2-4 и 2-3. Решив узел 3, определим усилия в стержнях 3-4 и 3-5. Затем решим узел 5 и узел 4, закончив его решение нахождением усилий в стержнях 4-6 и 4-7. Очевидно, что на этом решение фермы методом вырезания узлов заканчивается, так как в силу симметрии балки и её нагружения усилия в стержнях 8-6 и 8-7 соответствуют по величине и знаку найденным усилиям S_1 и S_2 .

В нашем примере программа решения фермы методом вырезания узлов определяется последовательностью перехода от одного узла к другому 1-2-3-5-... Так же можно выбирать последовательность и в других подобных случаях.

Следует сказать также, что вырезанный узел может быть решён не только аналитически, но и графически с помощью построения силового многоугольника, соответствующего статическому равновесию узла.

1.6. ДИАГРАММА МАКСВЕЛЛА–КРЕМОНЫ

С помощью диаграммы Максвелла–Кремоны графически определяют величину и направление (векторы) усилий в стержнях плоской статически определимой нагруженной фермы. Диаграмма называется совмещённой, так как представляет собой взаимосвязанные векторы-усилия, отражающие конструкцию фермы.

Для построения совмещённой диаграммы Максвелла–Кремоны ферма должна быть статически определимой. Построение сил и усилий в узлах производится по правилу силовых многоугольников: конец предыдущей силы (усилия) является началом последующей; каждая из сил (усилий) представляет собой уравнивающую. При построении диаграммы выбирают направление обхода узлов (по часовой или против часовой стрелки), которое соблюдают до конца построения диаграммы. Удобно начинать с построения многоугольника внешних сил и реакций (контур диаграммы), а затем переходить к построению узлов, сил и усилий в них, начиная и продолжая с тех, где сходятся не более двух неизвестных сил (усилий). Следует руководствоваться также правилом переноса стрелок с совмещённой диаграммы на чертёж фермы: стрелку с диаграммы переносят на ближний к узлу конец соответствующего стержня, затем на другом конце откладывают стрелку противоположного направления. Таким образом, найденное в стержне усилие обозначают двумя стрелками: к узлам – сжатие, от узлов – растяжение.

Методом построения совмещённой диаграммы Максвелла–Кремоны удобно пользоваться для определения усилий в стержнях решёток граней буровых вышек, представляющих собой плоские фермы. Напомним, что решётки граней вышек не подвержены действию полезной нагрузки, т.е. раскосы и пояса фермы, составляющие плоскую грань вышки, создают необходимую жёсткость и воспринимают горизонтальную нагрузку, главным образом, ветровую.

Следует отметить, что усилия в стержнях фермы (боковой грани) буровой вышки, полученные с помощью совмещённой диаграммы, не зависят от усилий, проявляющихся в тех же стержнях под действием другой нагрузки, например, полезного веса на крюке. Последний находят другим, ранее изложенным способом (см. раздел 1.3) и суммируют с результатами, полученными с помощью диаграммы. Этим суммам и будут соответствовать расчётные усилия, действующие в стержнях фермы в условиях совокупных нагрузок.

Покажем построение совмещённой диаграммы Максвелла–Кремоны на примере определения усилий, возникающих в поясах, раскосах и участках ног, составляющих боковую грань вышки (рис.16). Начнём с проверки фермы на статическую определимость по условию (8). Число стержней в ферме 27 – условие выполнено. Далее убедимся, что в проекции фермы нет «лишних» стержней. Раскосы из прутковой стали крестовой решётки 1-4, 3-6 и 5-9 при заданном направлении ветра «лишние», так как подвергаются сжатию, что вызывает их продольный изгиб при минимальном усилии, и потому на проекции грани вышки не показаны. При противоположном направлении ветра «лишними» оказались бы раскосы 2-3, 4-5 и 6-7.

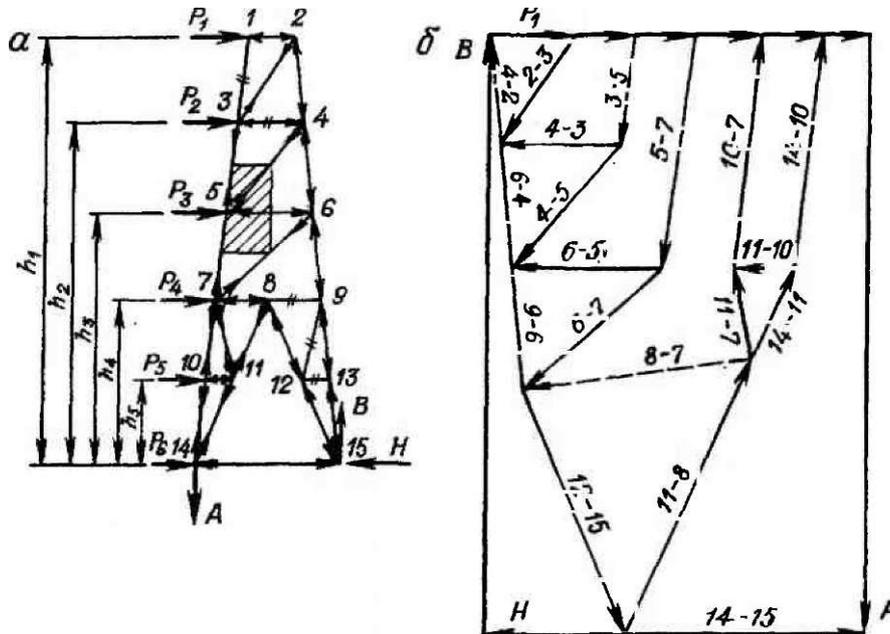


Рис. 16. Построение совмещённой диаграммы Максвелла–Кремоны: а – проекция грани вышки на вертикальную плоскость; б – диаграмма

Для упрощения построения диаграммы, что не меняет принципиальной сущности графического решения и вносит лишь незначительную погрешность в конечные результаты, будем считать, что ветровая нагрузка действует только на наветренную грань. Действие ветра на заветренную грань перенесём на наветренную, и к узлам 1, 3, 5, ... приложим суммарные силы P_1, P_2, P_3, \dots . Любая из сил ветра, приложенная к узлу вышки,

$$P_i = \rho_0 n \beta \varphi_n F_i c_{ai} (1 + m_3)$$

где F_i – площадь, ограниченная половинными расстояниями до соседних узлов (на рис. 16 заштрихована); c_{ai} – аэродинамический коэффициент, наибольший из характеризующих конструктивные элементы i -го участка фермы.

После вычисления сил ветра P_1, P_2, P_3, \dots расставим и вычислим опорные реакции A, B и H :

$$A = B = (P_1 h_1 + P_2 h_2 + \dots + P_6 h_6) / B; \quad H = \sum_{i=1}^6 P_i,$$

Эти реакции, как и силы ветра P_i действуют на каждую из двух боковых граней, параллельных направлению ветра, и находятся в статическом равновесии за счёт жёсткости фермы. Две другие грани, перпендикулярные направлению ветра, определяют величину ветровой нагрузки и играют роль паруса, прикреплённого к опорам.

Сначала в выбранных масштабе и направлении построения узлов (например, против часовой стрелки) построим силовой многоугольник внешних сил. Построение удобнее начать с силы P_1 (узел 1) и, идя против часовой стрелки, т.е. пристраивая к P_1 силы P_2, P_3 и т.д., замкнуть контур силового многоугольника реакцией B .

Далее эвристически (по леммам[□]) выделяем «нулевые», т.е. ненагруженные стержни. На рис. 16 такими стержнями являются 1-3, 12-13, 9-12 и 8-9. После этого построим внутреннюю часть совмещённой диаграммы, начав с узла 2, и учитывая, что в стержне 1-2 действует усилие, компенсирующее силу P_1 , и, следовательно, в этом узле сходятся два неизвестных усилия в

* Лемма 1. Если на узел, где сходятся под углом два стержня, действует внешняя сила, совпадающая по направлению с одним из стержней, другой стержень оказывается «нулевым».

Лемма 2. Если в ненагруженном узле сходятся три стержня, два из которых совпадают по направлению, третий стержень всегда оказывается «нулевым».

стержнях 2-4 и 2-3. Решив узел 2, переходим к узлу 3 и т.д. в соответствии с принципами построения диаграммы.

Закончив построение, можно по длине и направлению векторов диаграммы на основании выбранного ранее масштаба определить величину и знак действующих от ветровой нагрузки усилий. Затем для каждого стержня фермы можно вычислить абсолютное усилие, сложив полученные по диаграмме значения усилий с ранее вычисленными усилиями от действия вертикальных нагрузок: полезной и собственного веса вышки. Эти суммарные усилия и принимают за расчётные при определении или проверке на прочность элементов фермы: участков ног, поясов, раскосов.

К достоинствам метода совмещённой диаграммы относится прежде всего наглядность и возможность визуальной оценки всей совокупности действующих на ферму сил и усилий. Само построение диаграммы позволяет быстро обнаруживать и исключать грубые ошибки.

1.7. ТАЛЕВЫЕ СИСТЕМЫ БУРОВЫХ ВЫШЕК И МАЧТ

В буровых установках спускоподъёмные операции с буровым инструментом осуществляют лебёдкой, в которой талевая система преобразует вращательное движение барабана лебёдки в поступательное движение инструмента. Талевая система включает канат (стальной трос), шкивы кронблока (неподвижный блок, установленный на верху вышки или мачты) и талевого (подвижного) блока.

При небольших нагрузках на крюке полняют на «прямом канате» (рис. 17), а при пользуют талевые системы. С их помощью ровой инструмент лебёдками ограниченной небольшие массу и размеры. В бурении приторых свободный конец каната крепится к ки (рис. 18, а), к кронблоку вышки или мачку (рис. 18, в)

При бурении глубоких скважин обычно неподвижным концом каната (рис. 18, а). мерное распределение нагрузки на ноги зволяет устанавливать на неподвижной ветви мента и нагрузки на породоразрушающий крюке ветви талевого каната равномерно на- сом талевого блока можно пренебречь, так как он мал по сравнению с весом бурового инстру- мента); где m – число сокращающихся струн талевой системы.

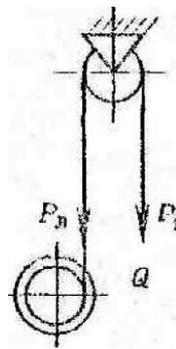


Рис. 17. Схема подъёма на «прямом канате»

спускоподъёмные операции вы- бурении глубоких скважин ис- можно поднимать тяжёлый бу- грузоподъёмности, имеющими меняют талевые системы, в ко- основанию установки или вышты (рис. 18, б) и к талевому бло-

используют талевую систему с Она обеспечивает более равно- вышки или мачты, а также по- каната указатель веса инстру- инструмент. При неподвижном грузены силой $P = Q_{кр}/m$ (ве-

При движении талевого блока вследствие трения в шкивах и изгиба каната усилия в ветвях распределяются неравномерно. Если $P_л$ – усилие в ветви каната, наматываемой на барабан, а η – КПД одного шкива (для шкивов на подшипниках качения $\eta = 0,98$), то натяжения подвижных ветвей каната

$$P_1 = P_л \eta ; \quad P_2 = P_1 \eta = P_л \eta^2 ;$$

$$\dots; \quad P_m = P_л \eta^m ,$$

а нагрузка на крюке

Рис. 18. Схемы талевых систем

$$Q_{кр} = P_1 + P_2 + \dots + P_m = P_{л} \eta (1 + \eta + \dots + \eta^{m-1}).$$

Выражение в скобках – это убывающая геометрическая прогрессия со знаменателем η . Сумма её членов равна $(1 - \eta^m)/(1 - \eta)$, и, следовательно,

$$Q_{кр} = P_{л} \eta (1 - \eta^m)/(1 - \eta)$$

Тогда натяжение ведущей ветви и усилие в неподвижной ветви каната

$$P_{л} = \frac{Q_{кр} (1 - \eta)}{\eta (1 - \eta^m)}; \quad P_{н} = P_{л} \eta^{m+1} = Q_{кр} \eta^m (1 - \eta)/(1 - \eta^m). \quad (9)$$

При спуске инструмента

$$P_1 = P_{л}/\eta; \quad P_2 = P_1/\eta = P_{л}/\eta^2; \quad \dots; \quad P_m = P_{л}/\eta^m;$$

$$Q_{кр} = (P_{л}/\eta) (1 + 1/\eta + 1/\eta^2 + \dots + 1/\eta^{m-1}) = \frac{P_{л} (1 - \eta^m)}{\eta^m (1 - \eta)};$$

$$P_{л} = \frac{Q_{кр} \eta^m (1 - \eta)}{1 - \eta^m}; \quad P_{н} = P_{л}/\eta^{m+1} = \frac{Q_{кр} (1 - \eta)}{\eta (1 - \eta^m)}.$$

Таким образом, усилия в ведущей и неподвижной ветвях каната при подъёме равны соответствующим усилиям в неподвижной и ведущей ветвях при спуске. Соблюдение этого равенства возможно только при постоянной нагрузке на крюке.

КПД талевой системы

$$\eta_c = P/P_{л}$$

где P – натяжение ведущей ветви при отсутствии трения в шкивах, т.е. при остановке талевого блока с грузом на крюке, $P = Q_{кр}/m$. С учётом (9) получим

$$\eta_c = \frac{\eta (1 - \eta^m)}{m (1 - \eta)}.$$

Соответственно можно записать $P_{л} = Q_{кр}/m \eta_c$. Эту формулу используют для определения числа сокращающихся струн талевой системы при известном натяжении ходового конца каната и расчётной нагрузке на крюке:

$$m = Q_{кр} / (P_{г.л} \lambda_1 \eta_c),$$

где $P_{г.л}$ – номинальная грузоподъёмность лебёдки; λ_1 – коэффициент длительной перегрузки двигателя, для электродвигателей $\lambda_1 = 1,3$, для двигателей внутреннего сгорания $\lambda_1 = 1,10 \div 1,15$.

Кронблок, удерживающий на весу подвижную часть талевой системы, состоит из сварной рамы, в которой на опорах размещены валы со шкивами на подшипниках качения. Сверху шкивы закрыты кожухом, защищающим их от атмосферных осадков. Кронблок монтируют на верхней раме мачты или на подкронблочных балках вышки.

Кронблоки геологоразведочных установок, имеющие не более трёх-четырёх шкивов, выполняют одноосными с двумя опорами. Кронблоки большей грузоподъёмности с пятью-шестью шкивами имеют обычно три опоры, что позволяет уменьшить диаметр осей.

Талевый блок с грузовым крюком является подвижной частью талевой системы. Он состоит из двух соединённых между собой на болтах секций – щёк, в которых на опорах установлен вал со шкивами на подшипниках качения. К нижней части корпуса талевого блока геологоразведочных установок вместо крюка присоединяют элеватор. Для уменьшения габаритных размеров талевые блоки независимо от грузоподъёмности выполняют двухопорными.

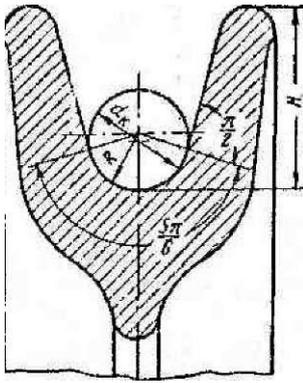


Рис. 19. Шкив талевого бло-

Шкивы талевых блоков и кронблоков имеют одинаковую конструкцию (рис.19). Глубина канавки $H = 1,75d_k$, где d_k – диаметр каната. Радиус закругления канавки $R = 0,5d_k + (0,02 \div 0,07)d_k$.

Диаметр шкива является одним из главных факторов, определяющих долговечность каната. С увеличением диаметра шкива уменьшается скольжение и износ проволок при изгибе каната. Напряжение изгиба проволок и контактное давление между канатом и шкивом соответственно

$$\sigma_n = E_k \delta / D ; \quad p = 2P / d_k D ,$$

где E_k – модуль Юнга для каната; \square – диаметр проволок; D – диаметр шкива; P – натяжение каната.

Диаметр шкива по канавке зависит от d_k . Для установок геолого-разведочного бурения $D \square 18d_k$. Для тяжёлых установок с большим объёмом спускоподъёмных работ $D = (32 \div 42)d_k$.

Валы со шкивами закреплены в опорах кронблока. Последние находятся на подшивных брусках (балках) нижней части рамы кронблока.

Расчёт подшивных брусков, проверку их прочности производят на поперечный изгиб. Рассмотрим три наиболее типичных случая.

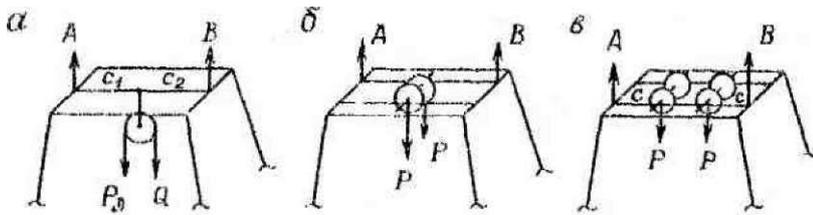


Рис. 20. Установка кронблоков на подшивных брусках

Рис. 20. Установка кронблоков на подшивных брусках

$c_1 = c_2 = l/2$ реакции опор $A = B = Q_{кр}$, а $M_{из} = 0,5Q_{кр}l$.

2. При симметричной посадке шкивов на одном валу, опирающемся на два бруса, и креплении свободного конца канат к кронблоку (рис. 20, б) на каждую из опор действует сила

$$P = 0,5[Q_{кр} + Q_{кр} / (m\eta_c)] = 0,5Q_{кр} [1 + 1/(m\eta_c)] .$$

Реакции опор

$$A = B = 0,5P = 0,25Q_{кр} [1 + 1/(m\eta_c)] ,$$

а наибольший изгибающий момент

$$M_{из} = 0,25Pl = 0,125Q_{кр}l [1 + 1/(m\eta_c)] .$$

3. При посадке шкивов на два вала (рис. 20, в), опирающихся на два подшивных бруса, расчёт производят следующим образом. Так как в подобных случаях количество шкивов k на каждом валу одинаковое и шкивы размещены симметрично относительно осей верхнего основания вышки, а свободный конец каната крепится к основанию установки, то нагрузка на подшивный брус в точке опоры каждого вала

$$P = 2Q_{кр}k(2m) = Q_{кр}k/m ,$$

а на каждый шкив действует нагрузка примерно $2Q_{кр}/m$.

1. При бурении на «прямом канате» кронблок представляет собой однораликовый блок, подвешенный к брусу (рис. 20, а). Реакции опор $A = 2Q_{кр}c_2/l$ и $B = 2Q_{кр}c_1/l$. Здесь $Q_{кр} \approx P_{л}$; l – расстояние между опорами. Наибольший изгибающий момент $M_{из} = 2Q_{кр}c_1c_2/l$; при

Поскольку опоры валов расположены на равном расстоянии от подшивных брусьев, реакции последних равны, т.е. $A = B = P = Q_{кр}k/m$, а наибольший изгибающий момент

$$M_{и} = Pc = Q_{кр}kc/m.$$

Для всех трёх случаев сечение подшивного бруса может быть найдено (или проверено на прочность) по формуле для момента сопротивления изгибу

$$W = M_{и}/[\sigma_{н}],$$

где $[\sigma_{н}]$ – допускаемое напряжение изгиба, для сосновых брусьев $[\sigma_{н}] = 8 \div 10$ МПа, для стальных балок $[\sigma_{н}] = 100 \div 120$ МПа.

Момент W для некоторых форм поперечного сечения вычисляют следующим образом: для квадратного и прямоугольного сечений соответственно

$$W_x = c^3/6; \quad W_x = bh^2/6,$$

где c – сторона квадрата; b – короткая сторона прямоугольника, параллельная горизонтальной оси симметрии сечения x ; h – длинная сторона (высота) прямоугольника;

для круглого и кольцевого сечений соответственно

$$W_x = \pi d^3/32 \approx 0,1d^3;$$

$$W_x = \pi(d^4 - d_1^4)/32d \approx 0,1(d^4 - d_1^4)/d;$$

где d – диаметр круга или наружный диаметр кольца; d_1 – внутренний диаметр кольца.

1.8. МОНТАЖ, ДЕМОНТАЖ И ПЕРЕВОЗКА ВЫШЕК

Фундаменты вышек. Нагрузки, действующие на вышки и мачты, воспринимаются опорами в виде рамных оснований или фундаментов. Размер оснований (фундаментов) выбирают так, чтобы давление на грунт не превышало допустимых значений.

Расчётная нагрузка на опору

$$P_o = Q_1 + G_1 + R_y,$$

где Q_1 и G_1 – нагрузки на опоры соответственно от веса на крюке и собственного веса конструкции с оборудованием; R_y – вертикальная составляющая реакции опоры от горизонтальных нагрузок (ветра, растяжек, ...), определённая для рабочего состояния конструкции.

Мачты и вышки, имеющие рамы-сани, устанавливают непосредственно на грунт, если выполняется условие

$$P_o/F_o \leq [p],$$

где F_o – площадь опоры; $[p]$ – допускаемое давление на грунт, для крупнообломочных грунтов (галечниковый, гравийный из различных пород) $[p] = 558 \div 294$ кПа; для грунтов песчаных плотных и средней плотности $[p] = 558 \div 147$ кПа и $[p] = 490 \div 98$ кПа соответственно, для глинистых в твёрдом и текучем состояниях $[p] = 588 \div 245$ кПа и $[p] = 392 \div 196$ кПа.

Фундаменты в плане обычно имеют квадратную форму, реже – прямоугольную. Площадь нижнего основания фундаментной тумбы

$$F = P_o/([p] - \gamma h),$$

где P_o – нагрузка на фундаментную тумбу, Н; γ – удельный вес материала фундамента, Н/м³; h – глубина заложения фундамента от поверхности грунта, м.

Площадь верхнего основания фундаментной тумбы должна несколько превышать площадь опорной плиты ноги, определяемой по формуле

$$F_1 = P_o / [\sigma_{сж.ф}],$$

где $[\sigma_{сж.ф}]$ – допускаемое напряжение сжатия материала фундамента, для бетона $[\sigma_{сж.ф}] = 0,98 \div 8,8$ МПа, для сосны $[\sigma_{сж.ф}] = 1,47 \div 1,96$ МПа.

При сооружении буровых для глубоких скважин с большой продолжительностью бурения применяют бетонные монолитные или из сборных элементов фундамента.

Монолитные фундамента изготавливают из бетонных смесей с соотношением объёмов цемента, песка и гравия примерно 1:2:4. На каждые 100 кг цемента добавляют 35-40 л воды. Монолитные фундамента трудоёмки в изготовлении и используются однократно, что резко снижает их экономичность.

Более выгодны сборные железобетонные фундамента, в блоках которых предусмотрены отверстия под анкерные болты. Блоки фундамента устанавливают в котлованах на подушках высотой 15-20 см из уложенного слоями и уплотнённого песка и засыпают грунтом с боков. Для подушек употребляют крупные и средней крупности пески. При расчёте площади основания фундамента допускаемое давление принимают равным таковому для соответствующих песчаных грунтов средней плотности.

При небольшой длительности бурения и устойчивых грунтах фундамента изготавливают из деревянных брусьев, укладываемых на песчаные подушки. Если мощность пластов слабых грунтов (торфы, илы и т.п.) велика, сооружают свайные фундамента.

При эксплуатации буровых установок в зимне-весенний период должна учитываться глубина промерзания грунта и возможность его пучения при оттаивании. Глубина заложения фундамента должна быть не меньше глубины промерзания грунта. В случае скальных, крупнообломочных с песчаными заполнителями и тому подобных грунтов глубина промерзания не учитывается.

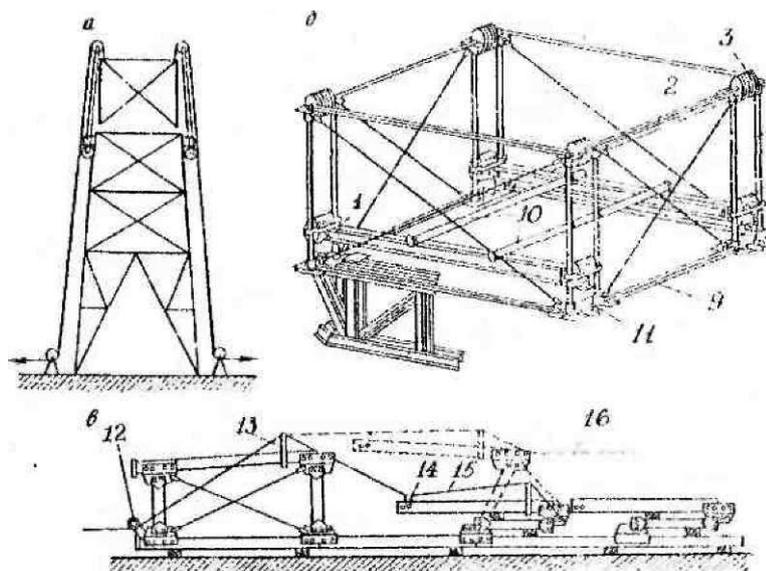


Рис. 21. Монтаж буровых вышек:
 а – снизу вверх с применением шагающих стрел;
 б – сверху вниз с вышечным подъёмником;
 в – в горизонтальном положении

Монтаж и демонтаж. Башенные вышки монтируют тремя способами: снизу вверх, сверху вниз и в горизонтальном положении с последующим подъёмом. При сборке вышки способом снизу вверх используют две шагающие стрелы (рис. 21, а). Сначала собирают с помощью крана нижние секции и к их верхним стойкам, расположенным по диагонали, прикрепляют стрелы. С их помощью поднимают очередной квадрат из поясов, присоединяют к нему стойки и раскосы и устанавливают секцию на собранную часть вышки. Для перемещения стрелы её закрепляют шарнирным хомутом на смонтированной стойке, снимают

нижние крепёжные хомуты, тросом поворачивают стрелу на 180° и устанавливают второй крепёжный хомут. Далее процесс сборки повторяется. На практике вместо двух стрел часто применяют одну более простой конструкции, с одним верхним роликом. Сборка вышек способом снизу вверх очень трудоёмка и небезопасна вследствие ведения работ на высоте, поэтому этим способом пользуются в труднодоступных районах или при недостаточно свободном пространстве вблизи монтажной площадки.

Способом сверху вниз вышки монтируют с помощью специальных подъёмников. Этот способ вследствие его безопасности и высокой производительности широко распространён в нефтяной промышленности для сборки вышек высотой 41 и 53 м. Подъёмник (рис. 21, б) состоит из четырёх спаренных трубных стоек 5 с башмаками 8, наголовников 4 верхних связей стоек, нижних (9) и верхних (2) поясов, двух траверс 1 и лежащих на них несущих труб 10, верхних (3), встроенных в наголовники, и нижних (6) блоков полиспастов. Траверсы связаны со стойками направляющими ползунами 7, ходовые концы оснастки полиспастов направляются роликами 11. Подъёмник собирают на полу вышечного основания размером не менее 8×8 м.

Монтаж вышки начинают со сборки на верхней раме её фонаря. Затем раму соединяют стропами с несущими трубами и участками ног первой секции. Подняв раму на высоту панели, присоединяют участки ног к раме, устанавливают пояса и раскосы и опускают собранную часть на подкладки. Отсоединяют стропы и опускают траверсы в нижнее положение. Несущие трубы соединяют крепёжными хомутами с нижними поясами первой секции, а участки ног второй секции стропами с первой секцией и поднимают собранную часть вышки. После монтажа второй секции вновь опускают собранную часть на подкладки, снимают стропы и крепёжные хомуты и опускают траверсы. Повторяя операции собирают всю вышку, при этом маршевые лестницы, опорные пальцы для бурильных труб, полати, кронблочную площадку и ограждения монтируют одновременно со сборкой соответствующих секций. По окончании работ подъёмник демонтируют.

Разборку вышки начинают с демонтажа кронблока, обшивки, нижних маршевых лестниц, оборудования и привышечных сооружений. После этого собирают подъёмник, снимают портал, устанавливая взамен его монтажные пояса, открепляют вышку от основания и снимают с якорей растяжки. Затем вышку прикрепляют к несущим трубам подъёмника, поднимают и разбирают нижнюю секцию. Дальнейшая разборка вышки ведётся в порядке, обратном сборке.

Сборку вышки в горизонтальном положении для последующего подъёма производят на предварительно выровненной площадке (рис. 21. в). Начиная от шарнирных опор, на брусках собирают первоначально грань вышки и верхнюю секцию с кронблоком, затем все последующие секции, но в сложенном виде, для чего пояса соединяют с хомутами собранной грани только одним болтом. Это позволяет поясам боковых граней при подъёме вращаться вокруг болтов. Для подъёма секции используют трактор или лебёдку, два троса и короткие монтажные стрелы. Тросы 15, связанные с верхними хомутами поднимаемой секции, пропущены через петли 14, стрелы 13 и под направляющими роликами 12. В конце подъёма секция удерживается монтажным канатом 16. Для ускорения можно поднимать одновременно две секции. После сборки вышку поднимают краном (рис. 22), опирают на козлы и монтируют лестничные переходы и площадку второго помощника бурильщика. Затем на нижнее основание устанавливают вертикальную подъёмную стрелу, представляющую собой А-образную конструкцию со шкивом наверху, и набрасывают на неё трос, закреплённый одним концом на верхней секции горизонтально собранной вышки. Другой конец троса соединяют с талевой системой и трактором или лебёдкой поднимают вышку. Такой способ подъёма носит название метода Духнина.

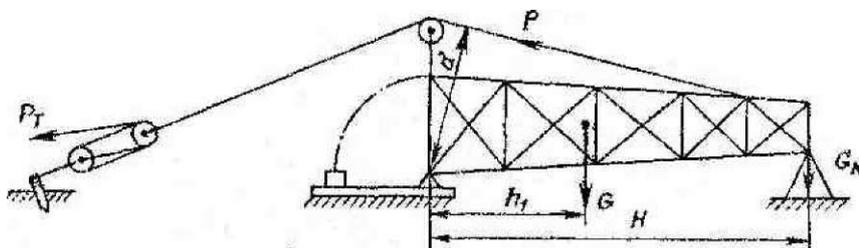


Рис. 22. Схема подъёма вышки из горизонтального положения в вертикальное

Подъём вышки начинается при $Pd = Gh_1 + G_k H$, откуда усилие в подъёмном канате

$$P = (Gh_1 + G_k H) / d$$

где d – плечо силы P относительно оси поворота.

При тяговом усилии трактора или лебёдки P_T число сокращающихся струп талевой системы $m = P / P_T \eta_c$.

Невысокие деревянные вышки поднимают с помощью лебёдки, станка (рис. 23, а) или транспортного средства (рис. 23, б): автомашины, трактора.

Перевозка вышки. При перевозке без разборки низ вышки усиливают двумя распорными балками и диагональными стяжками. Передвижку вышек

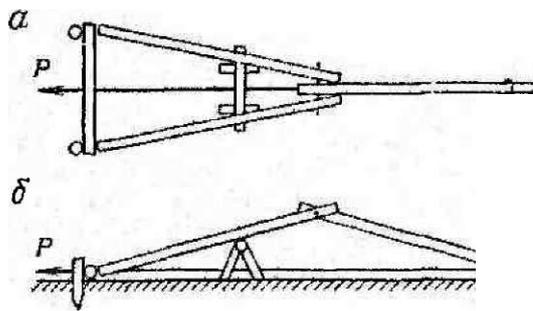


Рис. 23. Схемы подъёма невысоких вышек

высотой более 14 м независимо от рельефа местности производят с применением поддерживающих оттяжек из стального каната, закреплённого на высоте, равной 2/3 или 3/4 высоты вышки. Рамные брусья нижнего основания вышки изготавливают в виде ползьев. Если брусья деревянные, их низ для прочности обшивают полосовым железом, которое загибают по концам.

Обычно для передвижения вышки используют трактор, реже лебёдку. Тяговое усилие при передвижении вышки зависит от рельефа местности:

при плоском рельефе (рис. 24, а)

$$P = kfQ,$$

где k – коэффициент, учитывающий возможное врезание ползьев в грунт; f – коэффициент трения; Q – вес вышки со всем оставленным на ней оборудованием;

при перемещении на подъём (рис. 24, б)

$$P = kQ(f \cos \alpha + \sin \alpha),$$

где α – угол подъёма;

при перемещении на спуск (рис. 24, в)

$$P = Q(kf \cos \alpha - \sin \alpha/k),$$

где $Q \sin \alpha/k$ – сдерживающее усилие.

Если тяговое усилие P превышает тяговое усилие транспортного средства, то необходимое число тракторов

$$Z = k_1 P / P_T,$$

где k_1 – коэффициент неравномерности работы тракторов, $k_1 = 1,3 \div 1,2$; P_T – тяговое усилие трактора по паспортным данным.

1.9. МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЁМА И ОПУСКАНИЯ МАЧТ

Механизмы подъёма и опускания мачт должны быть надёжны и безопасны в работе, легки и удобны в управлении, иметь необходимую массу и габаритные размеры, а также позволять оперативно менять скорость движения.

Подъём мачт и их опускание в транспортное положение осуществляется гидравлическими подъёмниками, тракторами, лебёдками буровых станков, специальными лебёдками, винтовыми подъёмниками, а в некоторых случаях (лёгкие буровые установки) вручную.

Наиболее полно требованиям, предъявляемым к механизмам подъёма и опускания мачт, отвечают гидравлические подъёмники – специальные гидроцилиндры (рис. 25). В установках с подвижным вращателем возможно легализование гидроцилиндров подачи (например, в установке УРБ-2А-2 [2]).

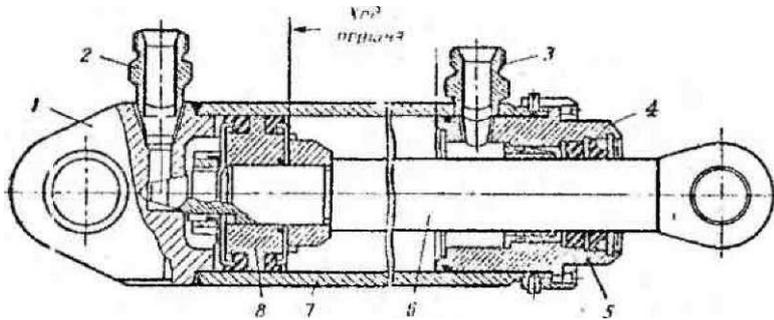


Рис. 25. Типовая конструкция гидроцилиндра
1 и 4 – крышки, 2 и 3 – штуцеры; 5 – монтажное уплотнение;
6 – шток гидроцилиндра; 7 – корпус; 8 – поршень.

При подводе рабочей жидкости через штуцер 2 усилие на штоке без учёта инерционных нагрузок

$$T_c = pF - R_{ш} - R_{п} - R_c$$

где p – давление рабочей жидкости па поршень; F – рабочая площадь поршня; $R_{ш}$ и $R_{п}$ – сила трения в уплотнении штока и поршня соответственно; R_c – сила сопротивления,

создаваемая вытекающей в сливную линию рабочей жидкостью.

Сила трения в манжетном уплотнении поршня или штока

$$R_{п(ш)} = \mu_1 \pi d l p$$

где μ_1 – коэффициент трения материала манжеты о рабочую поверхность цилиндра (штока), для резиновых манжет $\mu_1 = 0,1$; d – уплотняемый диаметр; l – длина уплотнения (высота манжеты).

При использовании поршней с металлическими уплотнительными кольцами сила трения в уплотнении

$$R_{п} = \mu_1 \pi D b (Z p_k + p)$$

где μ_1 – коэффициент трения поршневого кольца о рабочую поверхность цилиндра, для чугунных колец при трении по стали в присутствии смазки $\mu_1 = 0,12 \div 0,15$; D и b – внешний диаметр и ширина поршневого кольца; Z – число поршневых колец; p_k – давление на поверхности контакта кольца со стенкой цилиндра.

Для гидроцилиндров с резиновыми кольцевыми уплотнителями усилие на штоке

$$T_c = pF \eta_m,$$

где η_m – механический КПД гидроцилиндра, $\eta_m = 0,80 \div 0,85$.

Давление рабочей жидкости, необходимое для выдвижения штока,

$$p = (T_c + R_{ш} + R_{п} + R_c) / 0,785 D^2.$$

При известном расходе рабочей жидкости Q_r , подводимой к гидроцилиндру, скорость штока при прямом ходе (выдвижении) и обратном ходе соответственно

$$v_1 = Q_r \eta_o / F, \quad v_2 = Q_r \eta_o / (F - f_{ш}),$$

где η_o – объёмный КПД гидроцилиндра, при резиновых кольцевых уплотнениях $\eta_o = 0,98 \div 0,99$; F – площадь поршня; $f_{ш}$ – площадь штока.

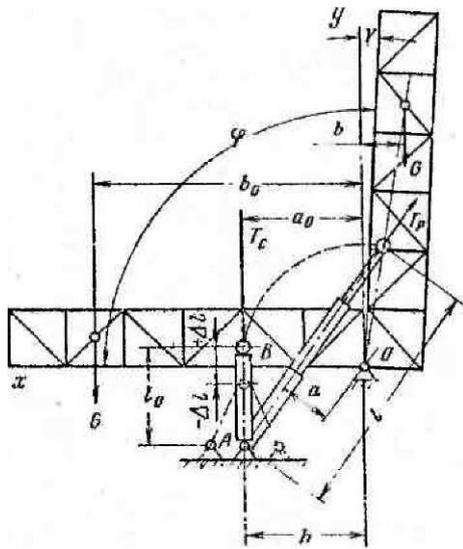


Рис. 26. Расчётная схема для определения нагрузки на шток гидроцилиндра при подъёме мачты

кости вызвано сжимающей нагрузкой, то для её уменьшения при заданном расстоянии h между осями поворота мачты и гидроцилиндра рекомендуется ось цилиндра наклонять влево, а точку B располагать выше оси Ox . Если наибольшее давление определяется растягивающим усилием, ось цилиндра следует наклонять вправо и располагать точку B ниже оси Ox .

Критическая нагрузка на гидроцилиндр с шарнирно закреплёнными концами по формуле Эйлера

$$R_k = \pi^2 EJ_1 / (\mu l)^2 ,$$

где J_1 – момент инерции сечения корпуса гидроцилиндра; l – длина гидроцилиндра с выдвинутым штоком; μ – коэффициент приведённой длины.

Коэффициент μ зависит от отношения моментов инерции сечений корпуса и штока гидроцилиндра J_1/J_2 следующим образом

$J_1/$	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	1
J_2											0
μ	1,	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	1,9	2,1	2,2	2,	2,
	0	2	6	5	4	2	8	2	5	4	5

Если требуемый ход штока больше длины корпуса гидроцилиндра, применяют телескопические гидроцилиндры с несколькими концентрически расположенными и перемещающимися один относительно другого поршнями. По числу поршней телескопические гидроцилиндры подразделяют на двух-, трёхступенчатые и т.д., причём первой называется ступень с наименьшим диаметром поршня. С увеличением числа ступеней усложняется конструкция гидроцилиндра.

В начальный момент подъёма мачты из горизонтального положения в вертикальное ($\varphi = 0$) на шток действует сжимающая нагрузка (рис. 26)

$$T_c = Gb_o/a_o z ,$$

где G – вес мачты; z – число гидроцилиндров.

Если угол поворота $\varphi = (\pi/2) + \gamma$, то растягивающая нагрузка на шток

$$T_p = Gb/az .$$

Величины T_c и T_p определяют давление в рабочих полостях гидроцилиндра. Если наибольшее давление рабочей жид-

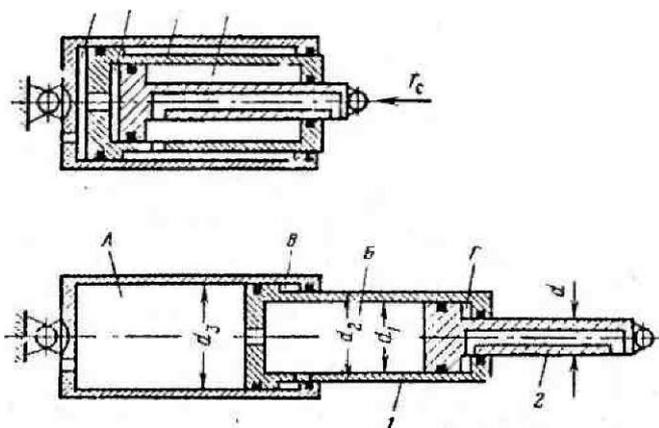


Рис. 27. Двухступенчатый телескопический гидроцилиндр в сложенном (а) и выдвинутом (б) состояниях

Для подъёма буровых мачт применяют двухступенчатые телескопические гидроцилиндры (рис. 27). Давление, при котором начнёт выдвигаться цилиндр 1 первой ступени вместе со штоком 2,

$$p_A = [T_c + R_{п2} + R_{ц1} + p_B(F_3$$

где T_c - сжимающая нагрузка; $R_{п2}$ и $R_{ц1}$ - сила трения в уплотнениях поршня 2-й ступени и цилиндра 1-й ступени; p_B - давление жидкости в полости В (давление слива); F_3 - пло-

щадь поршня второй ступени; F_2 - площадь, определяемая по наружному диаметру штока 2-й ступени, $F_2 = 0,785d_2^2$.

Давление, при котором начнёт выдвигаться шток 2,

$$p_B = [T_c + R_{п1} + R_{ш1} + p_\Gamma(F_1 - f_{ш})] / F_1,$$

где $R_{п1}$ и $R_{ш1}$ - силы трения в уплотнениях поршня и штока 1-й ступени; p_Γ - давление слива в полости Г; F_1 - площадь поршня 1-й ступени; $f_{ш}$ - площадь штока, $f_{ш} = 0,785d^2$.

Так как $F_3 > F_1$, то при значительной нагрузке T_c первым перемещается цилиндр 1-й ступени. В момент начала движения штока 2 относительно цилиндра 1-й ступени давление растёт от p_A до p_B , а скорость штока при постоянном расходе подводимой к гидроцилиндру жидкости увеличивается в F_3/F_1 раз.

Для обратного хода (вдвижения) рабочую жидкость направляют в полости Г и В. Вдвигается вначале поршень 1-й ступени, а затем её цилиндр. Расчёт давлений и скоростей элементов гидроцилиндра при вдвигении аналогичен рассмотренному.

Подъём мачты при помощи специальных лебёдок выполняется в основном на установках ударно-канатного бурения [4, с. 223].

Для подъёма мачты используют и винтовые подъёмники, представляющие собой одноступенчатый редуктор, с ведомым колесом которого жёстко связана гайка винта, шарнирно закреплённого на мачте. Корпус редуктора также шарнирно крепится к платформе установки, что обеспечивает возможность изменения угла наклона в процессе подъёма и опускания. Для изменения направления движения мачты изменяют направление вращения ведущего вала редуктора.

2. БУРИЛЬНЫЕ ТРУБЫ. КИНЕМАТИКА ИХ РАБОТЫ И РАСЧЁТ

2.1. РАБОТА БУРИЛЬНЫХ ТРУБ

Колонна бурильных труб (КБТ) при геологоразведочном бурении служит для передачи вращения от ротора или вращателя станка породоразрушающему инструменту и для транспортирования к забою скважины промывочной жидкости или сжатого воздуха. При турбинном бурении КБТ в основном предназначена для подведения к турбобуру рабочей жидкости и снятия реактивного момента, возникающего на валу машины при разрушении горной породы.

Кроме того, бурильные трубы служат для нагрузки и разгрузки, спуска и подъёма забойных инструментов и проведения вспомогательных операций: цементирования, специальной промывки и т.д.

Для бурения применяют трубы с правой резьбой, а при ликвидации аварий – с левой, для развинчивания оставшейся в скважине части колонны бурильных труб. Размеры труб, замков и резьбовых соединений у труб с правой и левой резьбой одинаковы.

Бурильные трубы изготавливают цельнотянутыми с высаженными концами из легированных и качественных углеродистых машиностроительных сталей марок С, Д, Е, Л, М и др. (табл. 2).

Длина бурильных труб, используемых для геологоразведочного бурения, 1500, 3000, 4500 и 6000 мм, дня нефтяного и газового – 6000, 8000 и 11000 мм.

Колонна бурильных труб (или бурильный вал, как её иногда называют) представляет собой основное и наиболее уязвимое звено в буровом оборудовании и инструменте. Статистические данные показывают, что наибольшее количество аварий (около 60 %) связано с поломкой бурильных труб.

Таблица 2

Механические свойства сталей для бурильных труб
после термообработки

Марка	Предел прочности при растяжении, МПа	Предел текучести, МПа	Относительное удлинение, %		Относительное сужение, %	Ударная вязкость (образец Менаже), Дж/см ²
			σ_{10}	σ_5		
36Г2С	700	500	–	12	50	70
С	550	320	14	18	–	–
Д	650	380	12	16	40	40
Е _м	700	500	10	12	40	40
Е	750	550	10	12	40	40
Л	950	650	10	12	40	40
Д16Т	440	320	–	–	–	–

КБТ является упругой системой, воспринимающей в процессе бурения различного вида нагрузки, нестабильные по характеру и величине в различных частях колонны.

В общем случае работы колонны нижняя её часть сжата действием собственного веса, создающего необходимую осевую нагрузку на забой, а верхняя растянута силою удерживаемого системой подачи буровой установки веса. Эти две части колонны условно разделяются нулевым (нейтральным) сечением, положение которого относительно забоя скважины может меняться в зависимости от осевой нагрузки.

До сих пор нет однозначного решения вопроса о форме упругого равновесия КБТ при её работе в скважине. Некоторые исследователи, например Г.М.Саркисов, считают, что форма упругого равновесия может быть описана синусоидой в обеих частях колонны. Другие, например М.М.Александров, полагают, что нижняя часть колонны при работе приобретает форму винтовой спирали, прижимающейся своими витками к стенкам скважины. В настоящее время большинство исследователей склоняются к мысли, что в сжатой части колонна приобретает пространственную форму винтовой спирали и трубы соприкасаются со стенками скважины по всей своей длине, а растянутая часть бурильной колонны может рассматриваться как плоская волнообразная кривая (рис. 28).

Вопрос о характере вращения бу-ся дискуссионным. Многие считают и это данные об одностороннем износе труб, ся вокруг оси скважины. Другие полага-круг своей оси, о чём свидетельствует труб. В общем случае колонна может од-своей оси, и вокруг оси скважины в ре-стенками скважины.

Если колонна вращается вокруг оси жёсткое тело; если вокруг своей оси, то скважины не влияют на движение колон-трубами и горной породой, малый за-сированные трубы), то в первом случае только переносное движение, т.е. враща-втором – только относительное, т.е. вращательности, однако, стенки скважины лонны в местах задевания ею горной по-жёсткое тело колонна начинает также по-оси. То же самое происходит и с колон-вал: она начинает участвовать и в пере-

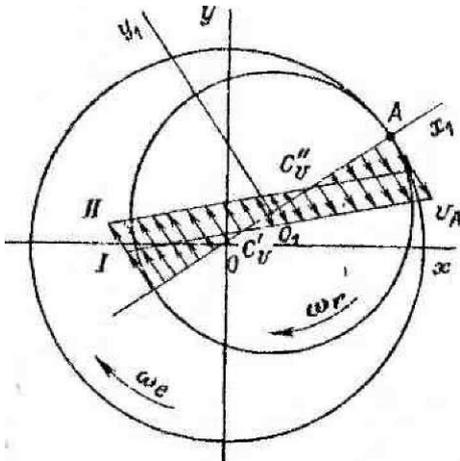


Рис. 29. Схема вращения (движения) колонны бурильных труб в скважине

сечения колонны в точке касания останавливается). Положение точки C_v , через которую проходит мгновенная ось вращения сечения для первого случая, определяется как $|AC'_v| = k(D/2)$, а во втором – как $|AC''_v| = k(d/2)$, где D и d – соответственно диаметры скважины и бурильной колонны. Таким образом, центр мгновенного вращения C_v может располагаться в первом случае в пределах отрезка OA , а во втором – O_1A .

Примем, что Oxy – неподвижная система координат, относительно которой происходит абсолютное движение. Абсолютным является вращение вокруг точки C_v . Движение подвижной системы координат $O_1x_1y_1$ по отношению к неподвижной Oxy называется переносным, т.е. является вращением вокруг оси скважины. Движение сечения колонны по отношению к подвижной системе координат называется относительным.

Результирующие угловые скорости в первом и втором случаях соответственно

$$\bar{\omega}' = \bar{\omega}'_e + \bar{\omega}'_r; \quad \bar{\omega}'' = \bar{\omega}''_e + \bar{\omega}''_r, \quad (10)$$

где ω_e и ω_r – переносная и относительная скорости соответственно.

рильной колонны также остаёт-подтверждают многочисленные что изогнутая колонна вращает-ют, что колонна вращается во-равномерный боковой износ новременно вращаться и вокруг зультате её взаимодействия со

скважины, она ведёт себя как как гибкий вал. Если стенки ны (небольшое трение между трубный зазор, прямые сбалан-сечение колонны совершает ется вокруг оси скважины, а во щается вокруг своей оси. В дей- всегда тормозят вращение ко-роды, и тогда вращающаяся как вращиваться и вокруг своей ной, вращающейся как гибкий носом движении.

Рис. 28. Упругое равновесие колонны бурильных труб в скважине при их вращении

Рассмотрим более подробно движение колонны при её взаимодействии со стенками скважины (рис.29). Пусть некоторое сечение колонны касается стенки скважины точкой A . В первом случае в результате касания скорость точки A уменьшается, а скорость диаметрально противоположной точки сечения увеличивается; и мгновенная ось вращения из центра O перемещается в центр C'_v (см. эпюру I абсолютных скоростей на рис. 29). Во втором случае касание сечения в точке A также вызывает смещение мгновенного центра вращения C''_v (эпюра II абсолютных скоростей).

Введём понятие о коэффициенте k , характеризующем уменьшение скорости вращения колонны в точках её касания со стенками скважины вследствие возникновения сил сопротивления. Коэффициент k может изменяться от единицы (сопротивление отсутствует) до нуля (движение

Линейная скорость точки касания согласно теореме сложения скоростей

$$\bar{v}_a = \bar{v}_e + \bar{v}_r \quad (11)$$

где для первого и второго случаев соответственно

$$\begin{aligned} v'_a &= k\omega'(D/2); & v'_e &= \omega'_e(D/2); & v'_r &= \omega'_r(d/2); \\ v''_a &= k\omega''(d/2); & v''_e &= \omega''_e(D/2); & v''_r &= \omega''_r(d/2). \end{aligned} \quad (12)$$

Подставляя эти выражения в формулу (11) и используя уравнение (10), для первого и второго случаев соответственно получим

$$\omega'_e = \omega'(k - \beta)/(1 - \beta); \quad \omega'_r = \omega'(1 - k)/(1 - \beta)$$

и

$$\omega''_e = -\omega''\beta(1 - k)/(1 - \beta); \quad \omega''_r = \omega''(1 - k\beta)/(1 - \beta)$$

где $\beta = d/D$. Здесь векторные выражения заменены скалярными, так как угол между векторами в точке касания сечения колонны стенок скважины незначителен.

Таким образом, колонна труб может одновременно вращаться в обоих случаях и вокруг оси скважины, и вокруг собственной оси. В первом случае при $k > \beta$ она перекачивается по стенке скважины в сторону вращения (прямая прецессия), а при $k < \beta$ – в противоположную вращению сторону (обратная прецессия). Во втором случае колонна перекачивается по стенке скважины в сторону, противоположную вращению.

2.1. МОЩНОСТЬ, ЗАТРАЧИВАЕМАЯ НА ВРАЩЕНИЕ КБТ

Вопрос о мощности^{*}, развиваемой КБТ при вращении, имеет важное и принципиальное значение. Мощность при бурении играет решающую роль для выбора буровой установки, расчёта её энергетических возможностей при проходке конкретной скважины. Если мощность, развиваемая при разрушении породы на забое и преодолении трения породоразрушающего инструмента, поддаётся более или менее точному инженерному расчёту, то о мощности при вращении КБТ этого сказать нельзя. Поэтому для неё предложен целый ряд эмпирических формул, в которые введены коэффициенты, учитывающие определённые условия бурения. Основным недостатком этих формул – невозможность использования их для экстраполяции результатов при бурении в новых, «нестандартных» условиях, например с высокими скоростями вращения, различными очистными агентами, снарядами новых конструкций и т.д. Кроме того, формулы не вполне или только косвенно учитывают физический смысл вращения бурильного вала вследствие его сложности. Не претендуя на полноту математического описания упомянутого процесса, попытаемся связать инженерный расчёт величины мощности на вращение КБТ с реальным представлением о её работе в скважине в зависимости от происходящих при этом физических явлений.

Накопленный опыт позволяет считать наиболее вероятной и типичной форму движения КБТ, при которой КБТ при вращении вокруг оси скважины поворачивается вокруг своей оси вследствие взаимодействия со стенками скважины. При этом происходит проскальзывание, «перескакивание» с одной точки касания на другую, возможно, с ударами на контактах. Изогнутая ось КБТ приобретает вид растянутой синусоиды, и колонна гребнями полуволн скользит по стенкам скважины, опираясь на них с той или иной интенсивностью. Таким образом, сечение КБТ участвует в двух движениях: переносном и относительном [5], и важно выяснить, какое движение и в каких условиях превалирует. Вероятно, ответ на этот вопрос во многом зависит от установленного среднего значения коэффициента трения для различных технологических и геологических условий бурения. При расчёте мощности, развиваемой КБТ при вращении и являющейся одним из важнейших показателей для выбора оборудования и технологии бурения, будем

* Подразумевается мощность, относящаяся к вращающейся нагруженной КБТ.

исходить из наиболее утвердившегося мнения о вращении КБТ как достаточно жёсткого вала, образующего в определённых условиях под действием центробежных сил полуволны, вращающиеся вокруг оси скважины.

Мощность при вращении КБТными факторами: силами взаимодействия скважины, сопротивлением про-КБТ и силами упругих деформаций при скважине. Рассмотрим влияние каждого

Мощность при взаимодействии стенками скважины. В общем случае имеет растянутую и сжатую части) взаимодействии гребнем полуволн со сил прижатия к ним гребней, количест-динамического трения материала КБТ о (рис. 30).

Длина полуволны в зоне сечения сил растяжения или сжатия [2],

$$l = k/\sqrt{n},$$

где $k = 20,6\sqrt{J/q_n}$; J – осевой момент одного метра бурильных труб, наполнен- $q_n = 1,4q$; q – вес одного метра труб, КБТ, мин^{-1} .

Предположим в соответствии с формулой (13), что при вращении КБТ в стеснённых условиях в скважине значение l определяется только частотой вращения n и не зависит от величины прогиба f . Если представить себе расширяющуюся скважину, то гребень волны начнёт «догонять» стенку скважины вследствие стремления к равновесию центробежных сил и сил упругости в материале труб. При этом центробежные силы вырастут, вызывая больший изгиб КБТ, т.е. увеличивая крутизну изгиба полуволн, но сохраняя в то же время их длину. Стеснённая волна сохранит свою длину при данной частоте вращения, но её гребень будет воздействовать на стенки скважины с силой, определяемой величиной центробежных сил P . Это воздействие в общем случае может ослабляться силой упругой деформации прогиба трубы G , направленной противоположно центробежным силам, а также равнодействующей силы тяжести в растянутой части КБТ T_p , и усиливаться аналогичной равнодействующей в её сжатой части T_c (рис. 31). Если сила упругой деформации, зависящая от длины полуволны и величины прогиба, постоянна по всей длине КБТ, равнодействующие силы тяжести изменяются пропорционально длинам растянутой и сжатой частей КБТ от максимума до нуля. В случае $G + T_p \square P$ контакт гребней полуволн со стенками скважины прерывается, что может происходить в верхней части КБТ при её большой длине и сравнительно малой частоте вращения. В расчёте следует учесть и длину «выпрямленной» части колонны.

Итак, при взаимодействии гребней полуволн КБТ со стенками скважины мощность сил без учёта G , T_p и T_c , которые в общем случае незначительны, в киловаттах:

$$N = Mn/97400, \quad (14)$$

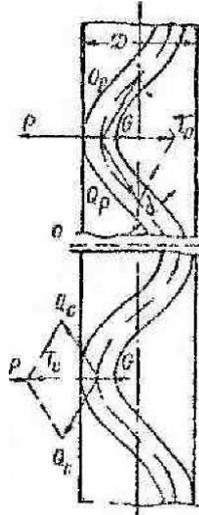


Рис. 30. Схема КБТ
 L – общая длина КБТ; L_p и L_c – длина растянутой и сжатой частей; l – длина полуволны; f – прогиб; 0-0 – «нулевое» сечение

обуславливается тремя основными факторами: гребней полуволн со стенок скважины, жидкостью вращения работе КБТ в искривлённой фактора.

гребней полуволн КБТ со (скважина вертикальная, КБТ мощность, развиваемая при стенками скважины, зависит от ва последних, коэффициента породу и скорости её вращения

0-0, т.е. при отсутствии влияния

инерции КБТ, см^4 ; q_n – вес од-ных жидкостью, даН/м , даН/м ; n – частота вращения

Рис. 31. Схема действия сил на участках полу-волн

где M – момент вращения КБТ, даН·см; $M = F_o(D/2)$; F_o – суммарная сила трения гребней полуволян при их скольжении по стенкам скважины, даН, $F_o = \phi P(L/l)$; ϕ – коэффициент динамического трения; P – сила прижатия гребня единичной полуволяны к стенкам скважины, даН,

$$P = (q_n \pi^2 n^2 fl) / 1800g ; \quad (15)$$

$$f = (D - d) / 2 ; \quad g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

Подставив в формулу (14) составляющие, получим

$$N = 2 \cdot 10^{-7} \phi LD(D - d) q n^3 . \quad (16)$$

Из формулы (16), в частности, следует, что с уменьшением зазора между КБТ и стенками скважины, коэффициента динамического трения и плотности материала труб снижается мощность КБТ при вращении. Это подтверждает и практика бурения лёгкосплавными бурильными трубами (ЛБТ) с промывкой эмульсионными растворами.

Чтобы вычислить величину поправки к N , связанную с неучтёнными силами G , T_p и T_c , необходимо определить их значения.

Сила G может быть определена по формуле для вычисления прогиба балки на двух опорах, нагруженной посередине [1]:

$$G = 32EJf_1 / (2l)^3 \quad (17)$$

где E – модуль Юнга, $2,1 \cdot 10^6$ даН/см²; $f_1 = D - d$.

Максимум силы T_p найдём, представив гребень полуволяны как некий ролик, изменяющий направление силы натяжения – силы веса КБТ Q_p (рис. 31). Тогда

$$T_p = 2Q_p \frac{D - d}{l} , \quad (18)$$

где Q_p – вес растянутой части КБТ длиной l_p , $Q_p = l_p q (1 - \gamma_{ж} / \gamma)$; $\gamma_{ж}$ и γ – плотности соответственно жидкости и материала труб; $l_p = l - l_c$; l_c – длина сжатой части КБТ, $l_c = C / q (1 - \gamma_{ж} / \gamma)$; C – осевая нагрузка на забой.

По аналогии с формулой (18) получим максимум T_c :

$$T_c = 2Q_c \frac{D - d}{l} ,$$

где Q_c – сжимающая сила, в пределе равная C . Таким образом,

$$T_c = 2C(D - d) / l . \quad (19)$$

Из эпюры всех поперечных сил (рис. 32), формирующих полуволян при вращении КБТ, видно, как соотносятся с P силы G , T_p и T_c . Так как мощность прямо пропорциональна силе прижатия гребней полуволян к стенкам скважины, уменьшение или увеличение вызывает пропорциональное изменение мощности. В связи с этим поправка к N сводится к следующему:

Рис. 32. Эпюра поперечных сил, действующих на вращающуюся КБТ по направлению от оси (1) и к оси (2)

$$\begin{aligned} N_{\tau} &= N - N \frac{G}{P} - N \frac{T_p L_p}{2PL} + N \frac{T_c L_c}{2PL} = \\ &= N \left(1 - \frac{G}{P} - \frac{T_p L_p}{2PL} + \frac{T_c L_c}{2PL} \right) = N \lambda \end{aligned} \quad (20)$$

С учётом формулы (16) получим для мощности, развиваемой при взаимодействии гребней полуволн КБТ со стенками скважины, выражение

$$N_{\tau} = 2 \cdot 10^{-7} \lambda \phi L D (D - d) q n^3, \quad (21)$$

где λ – поправочный коэффициент, для наиболее типичных условий бурения геологоразведочных скважин $\lambda = 0,9 \div 0,6$.

Отметим, что формула (21) справедлива при $P \geq G + T_p$ (глубина скважины не превышает 700-1000 м), в противном случае необходимо вместо L подставить в формулу разность между глубиной скважины и "выпрямленной" частью КБТ, вычисляемую в предположении, что гребни полуволн перестают касаться стенок скважины при $P < G + T_p$. Длина растянутой части, гребни полуволн которой взаимодействуют со стенками скважины, в этом случае

$$L'_p = \frac{P - G}{2q \left(1 - \frac{\gamma_{ж}}{\gamma}\right) \frac{D - d}{l}},$$

а длина «выпрямленного» участка $L''_p = L_p - L'_p$. Таким образом, если $P < G + T_p$, в формулы (20) и (21) вместо l и l_p нужно подставлять разность L и L'_p соответственно/

Мощность КБТ при взаимодействии с промывочной жидкостью. Сопротивление промывочной жидкости вращению КБТ в скважине максимально как раз при наиболее вероятной форме движения: при вращении КБТ преимущественно как жёсткого вала.

Силу сопротивления жидкости вращению S определим через среднюю линейную скорость вращения КБТ вокруг оси скважины v . Так как вся колонна или её часть, подвергающаяся действию поперечных сил, синусоидально изгибается,

$$v = r\omega,$$

где r – средний радиус вращения КБТ, $r = (D - d)/4$; ω – угловая скорость вращения КБТ, $\omega = \pi n/30$.

Соответственно

$$S = \xi \rho v^2 dL/2,$$

где ρ – плотность промывочной жидкости, кг/м³; ξ – гидродинамический коэффициент.

Момент силы S

$$M_s = S(D - d)/4,$$

а мощность, развиваемая при этом, в киловаттах

$$N_{ж} = \frac{Mn}{97400} = \frac{\xi \rho (D - d)^2 \pi^2 n^2 dL(D - d)n}{9,81 \cdot 2 \cdot 4^2 \cdot 900 \cdot 4 \cdot 97400 \cdot 10^{-2}},$$

или

$$N_{ж} = 8,9 \cdot 10^{-9} \xi \rho (D - d)^3 n^3 Ld, \quad (22)$$

где L – длина синусоидально изогнутой КБТ или её части ($P < G + T_p$), м. Из формулы (22) следует, что $N_{ж}$ существенно зависит от зазора между КБТ и стенками скважины: при малых зазорах $N_{ж}$ ничтожно мала. Расчёты по формуле (22) подтверждают, что $N_{ж}$, отнесённой к 1 м скважины при отношении D/d , равном 0,059/0,054; 0,076/0,054; 0,076/0,050 и 0,059/0,042, длине КБТ до 1000 м и частоте вращения до 500-700 мин⁻¹, можно пренебречь (табл. 3), Величина $N_{ж}$ резко растёт при $D/d > 0,093/0,050$.

Таблица 3

**Удельная мощность на преодоление сопротивления
жидкости при вращении КБТ, кВт/м ($\rho = 1 \text{ г/см}^3, \xi = 1$)**

D/d , м/м	Частота вращения КБТ, мин ⁻¹					
	100	300	500	700	1000	1500
$\frac{0,0}{59}$ 0,0 42	$1,8 \cdot 10^{-6}$	$5,0 \cdot 10^{-5}$	$2,3 \cdot 10^{-4}$	$6,3 \cdot 10^{-4}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$6,2 \cdot 10^{-3}$
$\frac{0,0}{59}$ 0,0 54	$6,0 \cdot 10^{-8}$	$1,6 \cdot 10^{-6}$	$7,5 \cdot 10^{-6}$	$2,0 \cdot 10^{-5}$	$6,0 \cdot 10^{-5}$	$2,0 \cdot 10^{-4}$
D/d , м/м	Частота вращения КБТ, мин ⁻¹					
	100	300	500	700	1000	1500
$\frac{0,0}{76}$ 0,0 50	$7,8 \cdot 10^{-6}$	$2,1 \cdot 10^{-4}$	$9,8 \cdot 10^{-4}$	$2,7 \cdot 10^{-4}$	$7,8 \cdot 10^{-3}$	$2,6 \cdot 10^{-2}$
$\frac{0,0}{76}$ 0,0 54	$4,4 \cdot 10^{-6}$	$1,2 \cdot 10^{-4}$	$5,5 \cdot 10^{-4}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$	$4,4 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$
$\frac{0,0}{93}$ 0,0 50	$3,5 \cdot 10^{-5}$	$9,5 \cdot 10^{-4}$	$4,4 \cdot 10^{-3}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$	$3,5 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-1}$
$\frac{0,1}{12}$ 0,0 50	$1,1 \cdot 10^{-4}$	$2,9 \cdot 10^{-3}$	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$3,6 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-1}$	$3,6 \cdot 10^{-1}$

Примечание. Данные таблицы предназначены для предварительных расчётов и оценок мощности при бурении.

Мощность на преодоление упругих деформаций при вращении КБТ в искривлённой скважине. участки в теоретических исследованиях и в виде дуги окружности с некоторым радиусом, хотя и не отражает действительно для инженерной практики результаты измеренных параметров: геометрических элементов искривления, пределов прочности и т.д. R как некоторой функцией от глубины это не имеет практического смысла, бурение представлении.

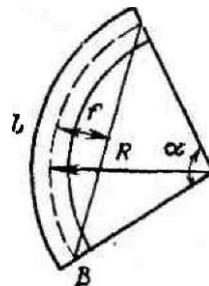


Рис. 33. Схема искривлённого участка скважины

Искривлённые скважины или расчётах часто представляют в диаметре R (рис. 33). Такой под- сти, даёт удовлетворительные при расчётах многих необходи- мых параметров скважины при искусствен- ных деформаций при враще- нии КБТ и т.д. Можно было бы за- бины скважины H , но, так как дем основываться на идеализи-

Итак, при проходке скважин в некотором районе обычно измеряется или считается известной интенсивность их искривления i . В этом случае из выражения $2\pi Ri = 360^\circ$ следует $R = 180^\circ / \pi i$.

Потенциальная энергия балки, изогнутой в форме дуги окружности [1],

$$U = \alpha^2 EJ/2l ,$$

где α – центральный угол дуги; l – длина дуги.

Так как $\alpha = l/R$, то

$$U = EJl/2R^2 . \quad (23)$$

Данные о глубине скважины l и интенсивности её искривления i позволяют вычислить U . При вращении за один оборот КБТ производит работу по преодолению упругих сил, равную $2U$. Таким образом, мощность, развиваемая КБТ при вращении в искривлённой скважине, без учёта трения КБТ о стенки и сопротивления жидкости,

$$N_n = \frac{2Un}{60} = \frac{EJln}{30 \cdot 2R^2} = \frac{EJln}{60R^2}$$

или

$$N_n = \frac{EJln}{6 \cdot 10^4 R^2} , \quad (24)$$

где l, J и R – в метрах; E – в паскалях; n – в оборотах в минуту.

Из формулы (24) следует, что N_n растёт пропорционально квадрату интенсивности искривления i . При $i = 0,05 \div 0,10$ град./м и $n = 700 \div 1000$ мин⁻¹ величиной N_n можно пренебречь (табл. 4).

Таблица 4

Удельная мощность на преодоление упругих деформаций при вращении КБТ диаметром 50 мм в искривлённой скважине, кВт/м

n, мин ⁻¹	i, град./м				
	0,05	0,10	0,30	0,50	1,00
100	5,0·10 ⁻⁵	2,0·10 ⁻⁴	1,8·10 ⁻³	5,0·10 ⁻³	2,0·10 ⁻²
300	1,5·10 ⁻⁴	6,0·10 ⁻⁴	5,4·10 ⁻³	1,5·10 ⁻²	6,0·10 ⁻²
500	2,5·10 ⁻⁴	1,0·10 ⁻³	9,0·10 ⁻³	2,5·10 ⁻²	1,0·10 ⁻¹
700	3,5·10 ⁻⁴	1,4·10 ⁻³	1,3·10 ⁻²	3,5·10 ⁻²	1,4·10 ⁻¹
1000	5,0·10 ⁻⁴	2,0·10 ⁻³	1,8·10 ⁻²	5,0·10 ⁻²	2,0·10 ⁻¹
1500	7,0·10 ⁻⁴	3,0·10 ⁻³	2,7·10 ⁻²	7,5·10 ⁻²	3,0·10 ⁻¹

Особенности расчёта мощности КБТ в горизонтальной скважине. При разведке месторождений полезных ископаемых, бурении со специальными целями, в особенности в горных районах страны и из подземных горных выработок, всё чаще используется бурение горизонтальных скважин. Это связано с большими экономическими выгодами, обусловленными частичной или полной заменой проходки горных выработок бурением скважин с теми же целями. Остановимся на особенностях расчёта мощности при вращении КБТ в горизонтальной скважине, величина которой, по некоторым данным, существенно больше величины мощности при тех же условиях в вертикальной скважине.

В горизонтальной скважине на КБТ при вращении действуют следующие силы: центробежная P , упругой деформации G , равнодействующая осевой нагрузки T_c и вес КБТ T . Действие

сил P , G и T_c аналогично их действию в вертикальной скважине, и они могут быть рассчитаны по формулам (15), (17) и (19).

Сила T , представляющая собой часть веса колонны Q , отнесённую к одному гребню полуволны, в нижнем положении гребней усиливает силу P , а в верхнем – ослабляет на ту же величину. Вероятно, можно ожидать пульсации КБТ, т.е. потери контакта верхними гребнями при $P + T_c < T + G$. Так как суммарная сила веса КБТ, направленная вниз, приблизительно равна суммарной силе, направленной вверх, то доли их поправок к мощности N равны по величине, но противоположны по знаку. Кроме того, в отличие от вертикальной скважины осевая нагрузка S действует по всей длине КБТ как сила подачи шпинделя станка и, следовательно, равнодействующие T_c всех полуволн – величины постоянные. Поэтому для расчёта мощности, развиваемой при взаимодействии гребней полуволн вращающейся КБТ со стенками горизонтальной скважины, следует использовать формулу (21), где $\lambda = 1 - G/P + T_c/P$. Заметим, что при одних и тех же условиях численное значение λ для горизонтальной скважины больше, чем для вертикальной [см. формулу (20)]. Остальные компоненты мощности определяют по формулам (22) и (24).

Таким образом, предлагаемая методика расчёта мощности N_x , развиваемой КБТ при вращении в скважине, отражает по возможности теоретическую основу этого процесса и позволяет рассчитать её сумму трёх компонентов: мощности при взаимодействии гребней полуволн КБТ со стенками скважины N_t , мощности при взаимодействии КБТ с промывочной жидкостью N_j и мощности на преодоление упругих деформаций при вращении КБТ в искривлённой скважине N_n (если последнее имеет место).

2.3. НАПРЯЖЕНИЯ В КБТ

Напряжение кручения в верхней части колонны. Напряжение кручения

$$\tau = M_k / W,$$

где M_k – крутящий момент, действующий на верхнем конце бурильных труб, даН·см, $M_k = 97400N_y$; N_y – общая мощность на верхнем конце колонны, кВт, $N_y = N_x + N_b + N_{тр} + N_p$; N_b – мощность, расходуемая на возбуждение колебаний колонны; $N_{тр}$ – мощность, расходуемая на преодоление трения породоразрушающего инструмента о горную породу; N_p – мощность, расходуемая на разрушение породы; n – частота вращения труб, мин⁻¹; W – момент сопротивления кручению сечения колонны, см³.

Величиной N_b обычно пренебрегают. Мощность

$$N_{тр} = 0,0098F_g \mu_o \omega R_n,$$

где F_g – усилие подачи, даН, $F_g = bqL_c(1 - \gamma_j/\gamma)$; b – коэффициент, учитывающий влияние сил трения и гидравлического подпора; μ_o – коэффициент трения породоразрушающего инструмента по горной породе; R_n – средний радиус коронки, м.

Учитывая, что мощность на разрушение горной породы мала по сравнению с мощностью на преодоление трения, принимают $N_{тр} + N_p \approx (1,2 \div 1,3)N_{тр}$. Таким образом, $N_y = N_x + (1,2 \div 1,3)N_{тр}$.

Наибольший крутящий момент, а следовательно, и наибольшее касательное напряжение возникает при перегрузке двигателя:

$$M_{k,max} = 97400N_d \eta \lambda / n,$$

где N_d – мощность привода двигателя, кВт; η – КПД передачи мощности от двигателя к вращателю станка; λ – коэффициент перегрузки двигателя.

Так как $M_{k,max} \propto W[\tau]$, то

$$N_d \propto Wn[\tau]/97400\eta\lambda.$$

С учётом $W = (\pi/16)(d^4 - d_1^4)/d$, получим

$$N_{\text{д}} \leq (d^4 - d_1^4)n[\tau]/496000d\eta\lambda, \quad (25)$$

где $[\tau]$ – допустимое касательное напряжение для материала труб, даН/см.

Формула (25) используется для вычисления предельного значения мощности двигателя привода, превышение которого ведёт к поломке буровых труб.

Напряжение растяжения в верхней части колонны. Напряжение растяжения в верхней части колонны, возникающее под действием собственного веса, максимально в месте закрепления буровых труб в зажимном патроне или их присоединения к ведущей трубе. Ниже по колонне напряжения растяжения уменьшаются, так как уменьшается вес ниже расположенных её частей.

Напряжение растяжения обычно определяют в двух положениях колонны: в начале подъёма, когда действует полный вес колонны, и при бурении, когда нижняя часть колонны сжата. Очевидно, что напряжение растяжения тем больше, чем длиннее колонна, опущенная в скважину, т.е. чем глубже последняя.

При попытке поднять колонну, прихваченную в скважине шламом, также возникает растягивающее напряжение, которое может значительно превышать напряжение, возникающее под действием собственного веса.

Растягивающее напряжение в верхней части колонны буровых труб, опущенной в скважину,

$$\sigma_p = Q/F,$$

где Q – вес колонны, $Q = Fl(\gamma - \gamma_{\text{ж}})$, F – площадь поперечного сечения колонны в гладкой части; l – длина колонны.

Если учесть вес ниппелей или замков, то можно считать $Q = kFl(\gamma - \gamma_{\text{ж}})$, где $k = 1,05 \div 1,10$ в зависимости от длины и типа соединения буровых труб.

Таким образом,

$$\sigma_p = kFl(\gamma - \gamma_{\text{ж}}).$$

При передаче части веса на забой в качестве осевой нагрузки напряжение в верхней части колонны

$$\sigma_p = (Q - C)/F = k(L - l)(\gamma - \gamma_{\text{ж}}),$$

где C – осевая нагрузка, $C = kFl(\gamma - \gamma_{\text{ж}})$, l – длина сжатой части колонны.

При нагнетании промывочной жидкости через буровые трубы растягивающее напряжение увеличивается в зависимости от перепада в них давления жидкости.

Если буровые трубы в местах соединения ослаблены резьбой, то напряжение растяжения в опасном сечении

$$\sigma_p = \phi k(L - l)(\gamma - \gamma_{\text{ж}}),$$

где ϕ – коэффициент ослабления сечения, $\phi = F/F_0$, F – площадь сечения трубы в целом теле, F_0 – площадь сечения трубы, ослабленной резьбой.

В некоторых случаях при бурении скважины и ликвидации аварий необходимо знать абсолютное удлинение колонны под действием собственного веса буровых труб или при натяжении колонны талевой системой.

Абсолютное удлинение колонны под действием собственного веса буровых труб (рис. 34, а) $\lambda = QL/(2EF)$. Так как $Q = kFl(\gamma - \gamma_{\text{ж}})$, можно записать

$$\lambda = kL^2(\gamma - \gamma_{\text{ж}})/2E.$$

При передаче части веса колонны труб на забой для создания осевой нагрузки абсолютное удлинение

$$\lambda' = k(L-l)^2(\gamma - \gamma_{ж})/2E$$

и эпюра действующих сил

Наибольшее растяжение колонна испытывает, когда она натягивается с поддомкратом. Такая ситуация прихвата в результате в желобе и т.п. В этом слу-

$$\lambda_0 =$$

где P – растягивающая сила (или домкрата) до места Формулой (26) можно

приблизительного места прихвата по силе натяжения P и соответствующему ей удлинению колонны λ_0 , рассчитанному по её растяжению относительно, например, торца направляющей обсадной трубы.

Проверка КБТ на прочность в её верхнем сечении. В верхнем (устьевом) сечении КБТ действуют наибольшие касательное напряжение от крутящего момента и напряжение растяжения от собственного веса. В этом случае колонну принято проверять на прочность по теории наибольших касательных напряжений. Согласно ей

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2} \quad [\sigma],$$

где σ_{Σ} , τ и $[\sigma]$ – суммарное, касательное и допускаемое напряжения соответственно.

Напряжения сжатия и кручения в нижней части колонны КБТ. Нижней частью КБТ условно называют её сжатую часть от нейтрального сечения до колонковой трубы. В этой части на бурильные трубы действует их собственный вес, гидростатическое давление, крутящий момент, продольный и поперечный изгибы.

Собственный вес бурильных труб, создающий осевую нагрузку на забой, и гидростатическое давление вызывают сжимающее напряжение. Напряжение сжатия от собственного веса

$$\sigma_1 = l\gamma = (C/q)\gamma,$$

где q – вес единицы длины бурильных труб в жидкости.

Напряжение сжатия от гидростатического давления

$$\sigma_2 = L\gamma_{ж},$$

где L – часть длины скважины, наполненная промывочной жидкостью.

Суммарное напряжение сжатия

$$\sigma_{сж} = \sigma_1 + \sigma_2 = (C/q)\gamma + L\gamma_{ж},$$

с учётом ослабления сечения в резьбовых соединениях

$$\sigma_{сж} = \varphi[(C/q)\gamma + L\gamma_{ж}],$$

где $\varphi = F/F_0$.

Величина крутящего момента, действующего на нижнюю часть КБТ, зависит от двух составляющих: мощности на трение и разрушение горной породы буровым инструментом и мощности на холостое вращение нижней части колонны. Момент кручения определяемый первой составляющей, $M'_к = 9740(1,2 \div 1,3)N_{тр}/n$ – величина постоянная для всех сечений колонны в

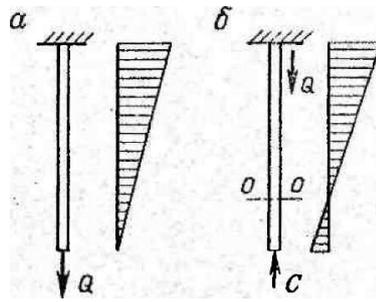


Рис. 34. Эпюры сил собственного веса, действующих на КБТ

веса меняется (рис. 34, б).

жжение колонна испытывает, ко-
мощью талевой системы или
может возникнуть при ликвида-
зашламования, вывала, затяжки
чае удлинение колонны

ла; L_0 – длина колонны от крюка
прихвата.

пользоваться для определения

её нижней и верхней частях. Соответственно касательное напряжение от момента кручения M'_k $\tau' = M'_k/W$.

Момент кручения, соответствующий второй составляющей, $M''_k = 97400N'/n$, где N' – часть мощности на холостое вращение, изменяющаяся от величины $N(l/L)$ в нейтральном сечении до нуля у забоя скважины. Соответственно касательное напряжение наибольшее в нижней части колонны, вблизи нейтрального сечения: $\tau_0 = (M'_k + M''_k)/W$. Суммарное касательное напряжение

$$\tau = \tau' + \tau'' = (M'_k + M''_k)/W \quad [\tau].$$

Изгибающие напряжения в КБТ. Такие напряжения возникают в колонне при её вращении в результате образования полуволн. Полуволны в верхней части колонны образуются под действием центробежных сил. На их формирование влияет и взаимодействие колонны со стенками скважин.

В нижней части колонны, которая забой, кроме центробежных сил действует собственного веса. Таким образом, результат совместного действия центрального изгиба и взаимодействия колонны

Продольный изгиб нижней части собственного веса имеет место, если она в этом случае её критическая длина $l_{кр}$ ра по схеме стержня на шарнирном весе (рис. 35). Если q – вес единицы веса колонны критической длины $ql_{кр}$,

Сжимающее усилие, возникающее са критической длины колонны, можно грузки $ql_{кр}/2$, приложенной к верхне-Эйлера



Рис. 35. Возникновение продольного изгиба в сжатой части КБТ при отсутствии вращения

передаёт осевую нагрузку на вует ещё продольный изгиб от луволны КБТ в этой части – ребежных сил инерции, продольсо стенками скважины.

ти колонны под действием собс-тавится на забой без вращения. определяется по формуле Эйлера, нагруженного собственницы длины бурильных труб, где $l_{кр}$ – критическая длина. под действием собственного ве-представить, как действие наму концу колонны. По формуле

$$ql_{кр}/2 = \pi^2 EJ/l_{кр}^2$$

и критическая длина колонны

$$l_{кр} = \sqrt[3]{2\pi^2 EJ/q}.$$

Таким образом, изгиб нижней сжатой части колонны, опущенной на забой без вращения, возникает при её длине, равной или большей $l_{кр}$.

Поперечный изгиб колонны является следствием действия центробежных сил. Под действием этих сил критическая длина нижней части колонны уменьшается. В верхней части колонны изгибу противодействуют силы растяжения. Их влияние тем больше, чем дальше от центрального сечения находится участок вращающейся колонны. Рассмотрим случай возникновения полуволны и определения её длины под действием только центробежных сил без учёта влияния продольного изгиба и растягивающих усилий, что соответствует ситуации в верхней части колонны вблизи нейтрального сечения.

В зависимости от скорости вращения бурильных труб длина полу-волны изогнутой части колонны увеличивается или уменьшается (рис.

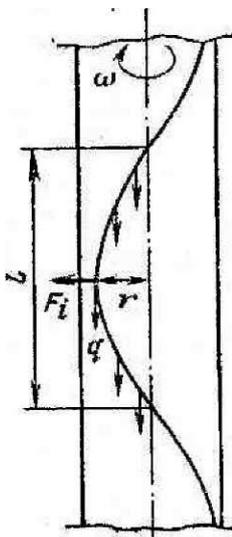


Рис. 36 Возникновение продольного изгиба КБТ под действием только центробежных сил при её вращении

замковых соединений пренебрегаем, так как оно компенсируется выталкивающей силой

36). Центробежная сила, действующая на единицу длины изгибаемой колонны,

$$F_i = m\omega^2 r ,$$

где m – масса элемента длины колонны, $m = q/g$, q – вес единицы длины колонны, наполненной промывочной жидкостью, с учётом веса замковых соединений; $\omega^2 r$ – нормальное ускорение вращающегося элемента; ω – угловая скорость вращения, $\omega = \pi n/30$; r – стрела прогиба, соответствующая элементу изгибаемой колонны.

Так как стрела прогиба относительно концов полуволн не постоянна и увеличивается к её середине, максимальная центробежная сила

$$F_{i, \max} = m\omega^2 f_0 = (q/g)\omega^2 f_0 ,$$

где f_0 – наибольшая стрела прогиба.

Представив полуволну в виде равнобедренного треугольника с основанием, равным её длине, и высотой f_0 , можно определить сумму центробежных сил, образующих полуволну:

$$\Sigma F_i = P = 0,5F_{\max}l = 0,5(q/g)\omega^2 f_0 l ,$$

где l – длина полуволны.

Работа центробежных сил R зависит от среднего пути, пройденного элементами полуволны изогнутой колонны под действием этих сил, равного $f_0/2$. Таким образом,

$$R = Pf_0/2 = (q/g)\omega^2 f_0^2 l/4 .$$

Если гребень полуволны не упирается в стенки скважины при прогибе, вся работа центробежных сил переходит в потенциальную энергию упругих сил изогнутой колонны. Последняя выражается формулой энергии упругой деформации балки, известной из курса «Сопротивление материалов»:

$$V = EJf_0^2 \pi^4 / 4l^3 .$$

Приравнявая R к V , получим

$$0,25(q/g)\omega^2 f_0^2 l = 0,25EJf_0^2 \pi^4 / l^3 ,$$

откуда

$$l = \sqrt[4]{EJ\pi^4 g / q\omega^2} .$$

С учетом $\omega^2 = \pi^2 n^2 / 900$ и $q = \beta p$ можно записать

$$l = \left(\sqrt[4]{900 EJ\pi^2 g / \beta p} \right) \sqrt{n} ,$$

или

$$l = k / \sqrt{n} ,$$

где $k = 2060 \sqrt[4]{J/(\beta p)}$ см ($[J] = [\text{см}^4]$) или $k = 20,6 \sqrt[4]{J/(\beta p)}$ м; p – вес 1 см гладкой трубы, даН; β – коэффициент, учитывающий увеличение сил инерции за счёт промывочной жидкости в бурильных трубах и веса замковых или ниппельных соединений, при ниппельных соединениях $\beta = 1,33$, при замковых соединениях $\beta = 1,41$.

Как уже упоминалось, в этом случае длина полуволны определяется только центробежными силами. В действительности колонна бурильных труб всегда взаимодействует со стенками скважины, испытывает продольное сжатие в нижней части и растяжение в верхней. В течение многих лет для определения длины полуволны вращающейся колонны, образующейся в результате одновременного действия центробежных и осевых сил, используется формула, предложенная Г.М. Саркисовым:

$$l = \frac{10}{\omega} \sqrt{-0,5z + \sqrt{0,25z^2 + \frac{EJ\omega^2}{10^7 q}}},$$

где z – осевая координата, подставляется в формулу со знаком плюс или минус соответственно, если l определяется для части колонны, расположенной ниже или выше нейтрального сечения, м, ω – угловая скорость вращения, c^{-1} ; E – модуль Юнга, даН/см²; J – осевой момент инерции КБТ, см⁴; q – вес труб, даН/см.

В последнее время была разработана методика расчёта l с учётом также и взаимодействия вращающейся колонны бурильных труб со стенками скважины [5]. Предложенная в работе [5] формула учитывает взаимодействие КБТ со стенками скважины при её вращении:

$$l = (3,65/\omega_c) \sqrt{-0,5gz + \sqrt{0,25(gz)^2 + 2,68EJg\omega_c^2/q}},$$

где ω_c – угловая скорость вращения колонны вокруг оси скважины, в общем случае $\omega_c \neq \omega$.

Зная l , можно определить напряжение изгиба – в растянутой части колонны

$$\sigma'_{н.р} = 5,6Edf_o/l^2; \quad \sigma''_{н.р} = Ed/2R_o + 5,6Edf_o/l^2 \quad (27)$$

и в сжатой её части

$$\sigma_{н.с} = 0,25f_o qz d \cos \alpha / J,$$

где R_o – радиус кривизны скважины; α – зенитный угол.

Первой из формул (27) пользуются при отсутствии искривления в скважине, второй при наличии такового.

2.4. ПРОВЕРКА КБТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ЕЁ РАБОТЕ

В верхней растянутой части колонны на 50-150 м ниже устьевого сечения действуют сравнительно большие нормальные напряжения от собственного веса, касательные напряжения и напряжения изгиба. Для одного и того же сечения нормальное и касательное напряжения можно считать постоянными, а напряжение изгиба – изменяющимся по несимметричному циклу. Поэтому расчёт колонны на прочность ниже сечения в устье скважины производят на выносливость.

Предел выносливости несимметричного цикла с характеристикой $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ (здесь $\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_n$; $\sigma_{\min} = \sigma_p - \sigma_n$) определяют по формуле

$$\sigma_r = \sigma_t \sigma_{-1} \sigma_{\max} / (\sigma_t \sigma_n + \sigma_{-1} \sigma_p),$$

где σ_t – предел текучести по нормальным напряжениям; σ_p – напряжение растяжения в зоне устье – нейтральное сечение; σ_{-1} – предел выносливости по напряжениям изгиба симметричного цикла при базе в 10^7 циклов.

Запас прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно

$$m_\sigma = \sigma_r / \sigma_{\max} = \sigma_t \sigma_{-1} / (\sigma_t \sigma_n + \sigma_{-1} \sigma_p); \quad m_\tau = \tau_t / \tau,$$

где τ_t – предел текучести по касательным напряжениям.

Запас прочности при сложном напряжённом состоянии

$$m = m_\sigma m_\tau / \sqrt{m_\sigma^2 + m_\tau^2}$$

В нейтральном сечении возникают наибольшие напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному циклу, и постоянные касательные напряжения. Запас прочности в этом сечении рассчитывают только по нормальным напряжениям изгиба, изменяющимся по симметричному циклу, так как касательные напряжения незначительны:

$$m = \sigma_{-1} / \sigma_n .$$

2.5. ИНЕРЦИОННЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В КБТ

Иногда, хотя при современных технологии и породоразрушающем инструменте и очень редко, возможен внезапный прихват, заклинивание буровой коронки (долота), когда нижний конец колонны внезапно останавливается, а вся остальная часть продолжает вращаться под действием сил инерции и передаваемого крутящего момента. В этом случае суммарный крутящий момент может превысить допустимое значение и, если нет ограничителя момента, разрушить буровые трубы.

Из курса «Сопротивление материалов» известно, что потенциальная энергия деформированного при вращении упругого вала (в данном случае КБТ)

$$V = M^2 l / 2GJ_p ,$$

где M – крутящий момент, приложенный к буровым трубам; l – длина колонны; G – модуль сдвига; J_p – полярный момент инерции сечения колонны, $J_p = J_x + J_y = \pi d^4 / 32$.

Кинетическая энергия массы вращающейся колонны

$$T = J\omega^2 / 2 = \gamma L J_p \omega^2 / 2g ,$$

так как момент инерции колонны $J = (\gamma L / g) J_p$.

При нормальном процессе бурения запас кинетической энергии во много раз больше энергии потенциальной. При внезапной остановке долота вся кинетическая энергия переходит в потенциальную и возникает так называемый крутящий удар, вызывающий инерционные напряжения, увеличивающие касательные напряжения от крутящего момента двигателя. Момент скручивания, вызываемый инерционными силами, находят, приравнявая кинетическую энергию к потенциальной:

$$M^2 L / (2GJ_p) = \gamma L J_p \omega^2 / (2g) ,$$

откуда

$$M = \omega J_p \sqrt{G\gamma / g} .$$

Инерционное напряжение

$$\tau_n = M / W = Md / (2J_p)$$

(здесь $W = 2J_p / d$) или

$$\tau_n = (\omega d / 2) \sqrt{G\gamma / g} .$$

Принимая $G = 7,5 \cdot 10^{10}$ Па, $g = 10$ м/с², $\gamma = 7,8 \cdot 10^4$ Н/м³, получим

$$\tau_n = 12,1 \omega d = (\pi n / 2,5) d , \text{ МПа,}$$

где ω – угловая скорость вращения, с⁻¹; d – диаметр буровой колонны, м; n – частота вращения, мин⁻¹.

2.6. НАПРЯЖЕНИЯ В КБТ В ИСКРИВЛЁННОЙ СКВАЖИНЕ

Скважины, в особенности глубокие, редко удаётся пробурить прямолинейными. Они всегда искривлены в той или иной степени. Опускаемая в искривлённую скважину КБТ вынуждена

деформироваться, и в ней возникают изгибающие напряжения, пропорциональные интенсивности искривления на рассматриваемых участках ствола скважины.

Принимая во внимание, что любой искривлённый участок скважины в некоторых его пределах можно представить в виде отрезка дуги l радиусом R (см. рис. 33), опирающийся на центральный угол α , можно записать, что $2\pi R/l = 360^\circ/\alpha$, откуда

$$R = 180^\circ l / (\pi \alpha), \quad (28)$$

Зная R , можно определить изгибающее напряжение на основании закона Гука: $\sigma_n = E(r/R)$, где r – радиус бурильных труб на рассматриваемом участке скважины. С учётом выражения (28) формулу Эйлера можно переписать в виде $\sigma_n = Er\pi\alpha/(180^\circ l)$ или, подставив вместо $r = d/2$,

$$\sigma_n = Ed\alpha/115^\circ l. \quad (29)$$

Учитывая, что угол α является также и углом искривления скважины на данном участке, т.е. приращением угла наклона между границами дуги (см. рис. 33), по выражению (29) можно определить максимально допустимое изменение угла наклона скважины при её искривлении:

$$\alpha_o \leq 115^\circ l [\sigma_n] / (dE),$$

где $[\sigma_n]$ – допускаемое изгибающее напряжение для материала бурильных труб диаметром d .

2.7. КОЛЕБАНИЯ КБТ

Являясь упругой системой и находясь во время работы под действием продольных сжимающих и растягивающих сил собственного веса и поперечных сил инерции, а также скручивающего момента, колонна бурильных труб приобретает форму пространственной волновой линии. Такая форма легко поддаётся колебаниям при изменении нагрузок вследствие взаимодействия КБТ со стенками скважины, пульсации промывочной жидкости, характера разрушения породы на забое и т.д. Поперечными колебаниями КБТ можно пренебречь, так как они быстро затухают в местах соприкосновения колонны со стенками скважины, но собственные продольные и крутильные колебания КБТ необходимо учитывать.

Продольные и крутильные колебания характеризуются периодом и частотой. Период и частота собственных продольных колебаний КБТ соответственно

$$T_n = 2\pi l \sqrt{\rho/3E}; \quad n_n = 1/T_n,$$

где ρ – плотность материала бурильных труб; l – длина колонны,

Аналогично период и частота собственных крутильных колебаний

$$T_k = 2\pi l \sqrt{\rho/3G}; \quad n_k = 1/T_k,$$

где G – модуль поперечной упругости.

Из сопоставления T_n и T_k вытекает, что периоды продольных и крутильных колебаний зависят только от глубины скважины, не равны и не кратны друг другу, так как $E \neq G$, и, следовательно, не могут усиливать друг друга.

При бурении в колонне труб возникают также вынужденные колебания в результате передачи ей вращения шпинделем или ротором станка. Период вынужденных колебаний зависит от частоты вращения бурильного вала, осевой нагрузки на забой, конструкции породоразрушающего инструмента и т.п. Совпадение вынужденных колебаний с одним из собственных может вызвать резонанс, который плохо отражается на работе бурильных труб, их резьбовых соединений. Явление резонанса ощущается по повышенным вибрации и дрожанию всей установки, значительному шуму. Для выхода из резонанса следует изменить частоту вращения колонны бурильных труб, иначе говоря, частоту вынужденных колебаний.

2.8. УТЯЖЕЛЁННЫЕ БУРИЛЬНЫЕ ТРУБЫ. ИХ ВЫБОР И РАСЧЁТ

Утяжелённые бурильные трубы (УБТ) являются одним из основных компонентов низа бурильной колонны при бурении глубоких скважин на нефть и газ. При бурении геологоразведочных скважин на твёрдые полезные ископаемые УБТ используют относительно редко, что объясняется стремлением бурить скважины малых диаметров. Основным назначением УБТ является улучшение условий работы КБТ: включение УБТ уменьшает длину сжатой части КБТ, увеличивает жёсткость последней, а также способствует равномерности вращения колонны вследствие повышенной инерционности УБТ. Всё это способствует увеличению механической скорости бурения и проходки на долото или коронку, снижению интенсивности искривления скважины и уменьшению числа аварий, связанных с повреждением КБТ. Кроме того, использование УБТ снижает износ КБТ и затраты мощности на её вращение. Увеличение жёсткости низа колонны позволяет легче оптимизировать осевую нагрузку на забой.

Включение УБТ в состав КБТ было вызвано необходимостью создания больших осевых нагрузок на долото или коронку при небольшой длине сжатой части колонны. В связи с этим основное внимание первоначально было обращено на использование толстостенных труб, имеющих бóльшую жёсткость, чем бурильные, и поэтому обладающие большей устойчивостью при изгибе. Однако выяснилось, что из-за повышенной жёсткости толстостенных труб их резьбовые соединения, где концентрируются изгибающие напряжения и происходят усталостные поломки, становятся весьма уязвимыми. Это потребовало разработки различных способов упрочнения резьбовых соединений УБТ и разгрузки резьбы от изгибающих усилий путём изменения их конструкции.

Известно, что при бурении скважин на нефть и газ вскрываются пласты с различными давлениями, что иногда приводит к нарушению гидростатического равновесия между скважиной и пластом. В этом случае возникает радиальная сила, прижимающая УБТ к стенкам скважины, величина которой пропорциональна перепаду давления и площади контакта УБТ с фильтрующим участком ствола скважины. При значительной величине этой силы могут возникать осложнения, приводящие к прихватам, затяжке бурильной колонны и авариям. Для снижения влияния этих отрицательных явлений конструктивную форму УБТ меняли так, чтобы уменьшить площадь контакта УБТ со стенками скважины.

Опыт эксплуатации УБТ позволил сформулировать следующие требования к ним: максимально возможный вес 1 м трубы; жёсткость, превышающая жёсткость нормальных бурильных труб; высокая эксплуатационная стойкость УБТ и их резьбовых соединений; минимальная возможность прихвата и лёгкость извлечения; возможность ремонта в производственных условиях.

Разнообразие этих требований обусловило создание многочисленных конструкций УБТ, отличающихся типом соединения, формой наружной поверхности и гидравлической характеристикой.

Наиболее широко УБТ применяют при бурении скважин на нефть и газ. Здесь они являются обязательным элементом бурильной колонны. В РФ используют в основном утяжелённые бурильные трубы шести типоразмеров (нормаль Н 291-49) диаметрами от 95 до 203 мм и длиной 6; 8 и 12 м. В США стандарт АНИ предусматривает 12 типоразмеров труб диаметром от 3½ до 9¼ дюймов и длиной 10 и 14 ярдов.

Трубы отечественного производства соединяются между собой при помощи замковой конической резьбы, нарезанной на их концах. Серийно выпускаемые УБТ могут быть гладкими по всей длине или иметь конические проточки по концам для захвата и удержания труб на весу в элеваторе и клиньях ротора. Трубы изготавливают из стали марок Д и К без упрочняющей термической обработки.

Помимо серийных, выпускают также специальные УБТ из высокопрочных легированных сталей 38 ХНЗМФА, 40 ХНМА и др. Их наружную поверхность протачивают, а внутренний канал высверливают. Предел текучести этих УБТ 650-750 МПа. Число типоразмеров УБТ со сверлёным каналом увеличено до одиннадцати, диапазон диаметров расширен от 89 до 299 мм.

При бурении геологоразведочных скважин применяют в основном УБТ диаметром 73 и 89 мм. Использование опытной партии УБТ диаметром 57 мм (УБТ-Р-57) при бурении в одной из экспедиций не дало существенного эффекта.

Типы резьбовых соединений. Утяжелённые бурильные трубы по типу соединения можно разделить на две группы: беззамковые и соединяемые при помощи замков или ниппелей.

Беззамковые УБТ соединяют между собой по типу «труба в трубу». Резьбовые соединения УБТ этого вида имеют сравнительно низкую прочность и износостойкость, так как выполнены на трубах, изготовленных из слабо легированных или вообще нелегированных сталей как менее дефицитных. Прочность резьбовых соединений УБТ повышают различными путями:

1. Австрийской фирмой «Schoeller Bleckmann» разработана конструкция УБТ с переменной жёсткостью (рис. 37): в замковую резьбу ниппельного и муфтового концов введены разгрузочные канавки специальной формы и выполненные на наружной поверхности труб на расстоянии 0,6-1,0 м цилиндрические проточки. Отношение моментов сопротивления в сечениях по первому витку резьбы, по зарезьбовой канавке и цилиндрической проточке $W_1:W_2:W_3 = 100:80:60$. Благодаря наличию участков с меньшей, чем у резьбы жёсткостью, при изгибе секции УБТ в скважине наибольший прогиб происходит на этих участках, а напряжения изгиба в резьбе значительно снижаются.

2. Жёсткость соединений УБТ, имеющих упорные торцы, коническую и цилиндрическую опорные поверхности и коническую резьбу, повышают с помощью дополнительных поверхностей сопряжения до и после резьбы (рис. 38). Предполагается, что при свинчивании сопря-

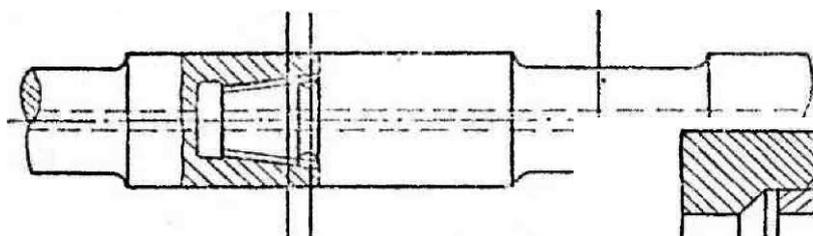


Рис. 37. УБТ с переменной жёсткостью

Рис. 37. УБТ с переменной жёсткостью

жение происходит по цилиндрическим поверхностям у малого диаметра резьбы, по коническим поверхностям у большого диаметра резьбы и упорным торцам. Однако трудность изготовления резьбы точных размеров препятствует получению равномерного контакта по всем опорным поверхностям.

3. Резьбовое соединение УБТ изготавливают по принципу Ван Дер Висселя. Отличие этой резьбы от обычной конической состоит в искусственной неравномерности зацепления витков, что достигается нарезанием наружной и внутренней резьбы с разным шагом или последовательным увеличением расстояния между соседними витками одной резьбы на определённую величину. Эта резьба обеспечивает более равномерное распределение осевого усилия затяжки по виткам, снижение осевой нагрузки на наиболее опасный первый виток наружной резьбы на 35% и увеличение сопротивления кручению на 25% по сравнению со стандартной.

4. УБТ с конической и цилиндрической посадочными поверхностями и безупорной цилиндрической резьбой применяют с замками, присоединёнными к трубам при помощи резьбы, являющейся наиболее слабым элементом. Для её упрочения вводят дополнительные поверхности сопряжения: конические или цилиндрические. В этих случаях резьба используется, главным образом, для создания натяга по коническим посадочным поверхностям. Так как она является безупорной, то при затяжке с соответствующим моментом можно добиться любого натяга, т.е. желаемой плотности соединения (фирма «American Iron»).

стей сопряжения до и после резьбы (рис. 38). Предполагается, что при свинчивании сопря-

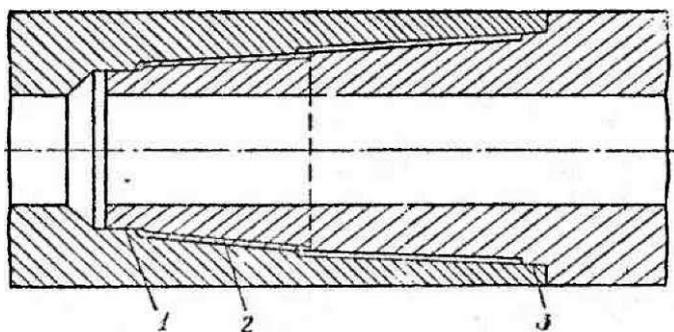


Рис. 38. Соединение УБТ с упорными торцами, конической (3) и цилиндрической (1) опорными поверхностями и конической резьбой (2)

Формы сечения УБТ. Для предотвращения прихватов УБТ, связанных с нарушением гидростатического равновесия в скважине, используют трубы с уменьшенной площадью контакта со стенками скважины. В США, например, изготавливают УБТ со спиральными канавками (глубина $3/16-3/8$ дюйма, ширина $1\frac{3}{4}-2\frac{1}{4}$ дюйма, шаг спирали $6\frac{1}{2}-11\frac{1}{4}$ дюйма), поверхность контакта которых со стенками скважины на 15-20% меньше, чем у обычных УБТ. Кроме того, за счёт канавок вес УБТ длиной 10 ярдов снижается на 6%. Делают также УБТ и с продольными канавками.

Использование УБТ со спиральными и продольными канавками не только уменьшает вероятность прихватов, но и значительно снижает гидравлические потери.

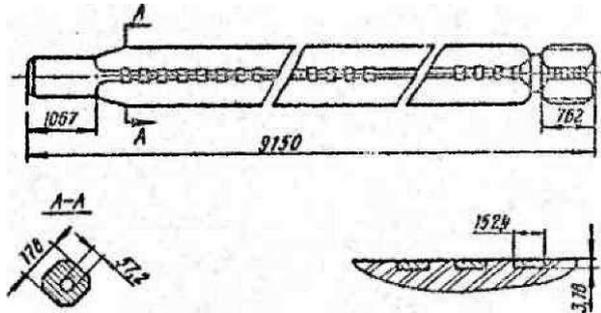


Рис. 39. Квадратная УБТ

полезные ископаемые используют УБТ диаметрами 73 и 89 мм (соответственно для скважин диаметром 76 и 112 мм). УБТР-73 имеет длину 4500 мм, массу 112 кг (рис. 41). Эти трубы соединяют при помощи трубных ниппелей (трубы в свече) и ниппелей и полуниппелей (свечи между собой).

Другой тип трубы – УБТ-РПУ-89 отличается тем, что к торцам каждой стыковой сварки ниппельный и муфтовой. Для снижения изгибающих нагрузок сделаны цилиндрические проснижения концентрации напряжений в вом концах вместо сбег проточены раз-

Выбор и расчёт УБТ. Условия малыны, когда они сохраняют свою прявержены изгибу. Трубы теряют устойчивый изгиб, в первую очередь, под создающего осевую нагрузку на забой.

Обычно УБТ выбирают по диаметродоразрушающего инструмента по быть меньше диаметра долота или кочто УБТ должна иметь диаметр колонодин размер меньший.

Выбрав УБТ, рассчитывают кри-

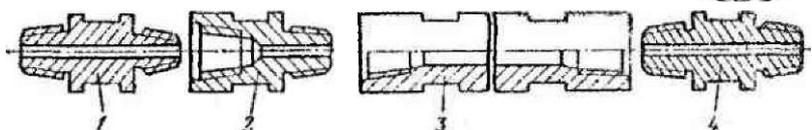


Рис. 41. УБТР-73

1 – ниппель, 2 – полуниппель, 3 – труба, 4 – трубный ниппель

чивости УБТ можно записать в виде

Завод «Нефтемашремонт» предложил УБТ со специальными центраторами, выполненными в виде четырёх рёбер, приваренных к трубе вдоль её образующих во взаимно перпендикулярных плоскостях. Из УБТ других профилей используются квадратные (рис. 39) и шнековые (рис. 40).

При бурении геологоразведочных скважин на твёрдые

используют УБТ диаметрами 73 и 89 мм (соответственно для скважин диаметром 76 и 112 мм). УБТР-73 имеет длину 4500 мм, массу 112 кг (рис. 41). Эти трубы соединяют при помощи трубных ниппелей (трубы в свече) и ниппелей и полуниппелей (свечи между собой).

Другой тип трубы – УБТ-РПУ-89 отличается тем, что к торцам каждой стыковой сварки ниппельный и муфтовой. Для снижения изгибающих нагрузок сделаны цилиндрические проснижения концентрации напряжений в вом концах вместо сбег проточены раз-

Выбор и расчёт УБТ. Условия малыны, когда они сохраняют свою прявержены изгибу. Трубы теряют устойчивый изгиб, в первую очередь, под создающего осевую нагрузку на забой.

Обычно УБТ выбирают по диаметродоразрушающего инструмента по быть меньше диаметра долота или кочто УБТ должна иметь диаметр колонодин размер меньший.

Выбрав УБТ, рассчитывают кри-

метри, ориентируясь на диаметр правилу: диаметр УБТ должен ронки на 3-25 мм. Это значит, ковой трубы или диаметр, на тическую длину, при которой трубы теряют свою устойчи-

вость в скважине, т.е. продольно изгибаются под действием собственного веса.

Пренебрегая выталкивающей силой жидкости в скважине, условие продольной устойчивости УБТ можно записать в виде

$$\frac{C}{2} \leq \pi^2 EJ / (\mu L)^2, \quad (30)$$

где C – осевая нагрузка на забой, создаваемая весом УБТ; μ – коэффициент длины, $\mu = 1$; EJ – жёсткость УБТ; L – критическая длина УБТ.

Так как $C = qL$ (здесь q – вес 1м УБТ), то из выражения (30) получим

$$L \leq \sqrt[3]{2\pi^2 EJ / q}.$$

В соответствии с диаметром скважины величину q подбирают по справочнику и вычисляют L . Чаще всего подобрать УБТ, которые бы под действием собственного веса не подвергались продольному изгибу, по необходимой осевой нагрузке C не удаётся. На практике требуемая длина УБТ вычисляется по формуле

$$L = kC / q$$

где k – коэффициент, $k = 1,25 \div 1,50$.

3. ОБСАДНЫЕ ТРУБЫ

3.1. РОЛЬ ОБСАДНЫХ ТРУБ В ПРОЦЕССЕ БУРЕНИЯ

Обсадные трубы служат для закрепления неустойчивых стенок скважин в процессе бурения; изоляции водоносных горизонтов и транспортирования из продуктивного пласта полезного ископаемого (нефти, газа, воды, серы и т.д.).

Обсадные колонны собирают из обсадных труб и в зависимости от назначения называют кондукторами, промежуточными или эксплуатационными колоннами.

Кондуктор предназначен для крепления стенок скважины в верхней её части, где породы, как правило, слабо цементированы, неустойчивы. Он опускается на глубину в среднем 200-300 м.

Промежуточных колонн может быть несколько. Их опускают ниже пластов, грозящих осложнениями, с целью их изоляции на глубину, зависящую от конкретных условий. Оптимальная технология бурения позволяет в некоторых случаях иметь достаточно длинные выходы инструмента из-под башмака кондуктора и обходиться без промежуточной колонны.

Эксплуатационная колонна изолирует продуктивный пласт (горизонт) от остальной части скважины, предохраняя его от обвалов и проникновения посторонней жидкости. С помощью эксплуатационной колонны производят добычу полезного ископаемого.

Обсадные трубы должны удовлетворять следующим эксплуатационным требованиям:

- 1) колонна труб должна сохранять устойчивость под нагрузкой, растягивающей под действием собственного веса и сил сопротивления, возникающих при её подъёме или расхаживании;
- 2) стенки труб должны выдерживать внутреннее давление, возникающее в них, не разрываться и не выпучиваться;
- 3) трубы не должны сминаться от внешнего давления, возникающего в скважине;
- 4) резьбовые соединения должны быть прочными и герметичными.

Обсадные грубы собирают в колонну с помощью соединений, тип которых определяется назначением и диаметром колонны и видом бурения.

Типы соединения обсадных труб следующие (рис. 42):

1) безнипельное, включающее соединение раструбом (колонна имеет «гладкую» внутреннюю поверхность) и соединение «труба в трубу» (поверхность колонны «гладкая» и снаружи, и изнутри);

2) нипельное соединение (колонна имеет «гладкую» наружную поверхность);

Рис. 42. Соединение обсадных труб: а – безнипельное;

3) муфтовое соединение (колонна имеет «гладкую» внутреннюю поверхность).

Обсадные трубы безниппельного соединения «труба в трубу» имеют обычно диаметр от 33 до 89 мм, а трубы, соединяемые раструбом, – 146 и 168 мм. В последнем случае один конец трубы высаживается под раструб, чем достигается одинаковая прочность как по телу трубы, так и по резьбовому соединению.

Номинальные размеры ниппельных обсадных труб следующие:

Наружный диаметр, мм	25,0	33,5	44	57	73	89	108	127	146
Толщина стенки, мм	3	3	3,5	4,5	5	5	5	5	5
Масса, кг/м	1,63	2,22	3,5	5,83	8,38	10,36	12,7	15,04	17,39

Обсадные трубы с соединением при помощи муфт образуют следующий ряд типоразмеров:

Наружный диаметр, мм	114	127	140	146	168	..	508
Толщина стенки, мм	6	6	6	4,5	6,5	..	11
Масса, кг/м	16	17,9	19,8	20,7	25,9	..	134,7

При колонковом бурении в основном используют обсадные трубы ниппельного и безниппельного соединений. При проходке скважин на нефть и газ, ударно-канатном бурении и других его видах, где необходимы высокая герметичность и прочность колонны, применяют трубы муфтового соединения.

3.2. РАСЧЁТ КОЛОННЫ ОБСАДНЫХ ТРУБ, НАГРУЖЕННОЙ СИЛОЙ СОБСТВЕННОГО ВЕСА

Расчёт обсадных труб на разрыв. Разрыв колонны обсадных труб при её спуске в скважину может произойти под действием собственного веса, если его величина превысит допустимую нагрузку. Кроме того, при подъёме или расхаживании колонны на неё могут действовать силы сопротивления, вызываемые трением колонны о стенки скважины. Величина сил сопротивления зависит от состава горных пород и степени прямолинейности скважины.

Расчёт колонны обсадных труб на разрыв сводится к определению её критической длины, которая может привести к разрушению труб. Чтобы учесть действие и собственного веса, и сил сопротивления, вызывающих дополнительные растягивающие усилия в колонне, допусковым напряжением считают половину предела текучести материала труб:

$$[\sigma_p] = \sigma_t / 2.$$

Напряжение растяжения в верхнем опасном (ослабленном резьбой) сечении колонны, опущенной в скважину, наполненную промывочной жидкостью,

$$\sigma_p = \frac{qL \left(1 - \frac{\gamma_{ж}}{\gamma}\right)}{F_T} = \sigma_T / 2, \quad (31)$$

где L – длина колонны; q – средний вес единицы длины колонны; $\gamma_{ж}$ и γ – плотность промывочной жидкости и материала труб; F_T – площадь опасного сечения трубы.

В соответствии с формулой (31) критическая глубина спуска колонны

$$L_{ж} \square \frac{\sigma_T F_T}{2q \left(1 - \frac{\gamma_{ж}}{\gamma}\right)}. \quad (32)$$

Но соблюдения условия (32) недостаточно. Колонна может разорваться и из-за расстройств резьбового соединения в случае выскальзывания трубы из муфты или ниппеля из трубы. Поэтому производят расчёт резьбового соединения, определяют страгивающую нагрузку, при которой соединение расстраивается, и по ней оценивают критическую глубину спуска колонны.

Расчёт муфтового соединения. В этом расчёте учитывают усилия продольные, растягивающие соединение и увеличивающие шаг резьбы, и поперечные, сжимающие трубу вследствие её стремления соскользнуть с витков муфты.

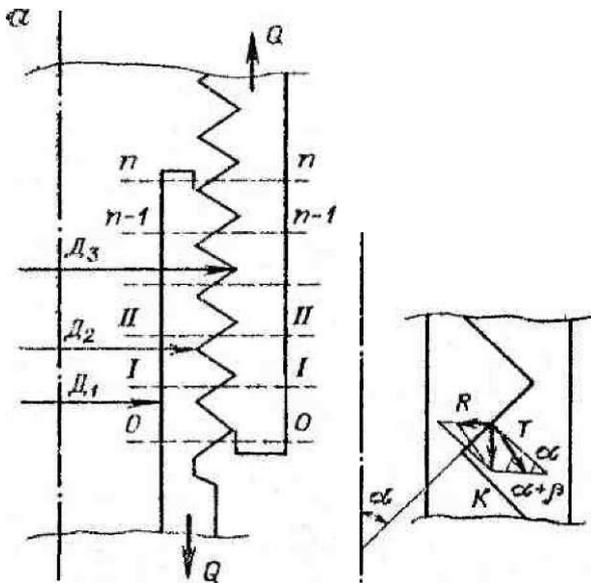


Рис. 43. Схема сил, действующих на муфтовое соединение:

Предположим, что растягивающая нагрузка равномерно распределена по рабочим виткам резьбы (рис. 43, а) Тогда на один виток приходится сила

$$K = Q/n,$$

где Q – вес колонны; n – число витков в рабочей части резьбы.

По длине трубы напряжения растяжения распределяются следующим образом:

Сечение трубы	В муфте	В трубе
0-0	0	$Kn/F_T = Q/F$
I-I	K/F_M	$K(n-1)/F_T$
II-II	$2K/F_M$	$K(n-2)/F_T$
...
n-1 – n-1	$(n-1)K/F_M$	K/F_T
n-n	nK/F_M	0

П р и м е ч а н и е. F_M и F_T – площадь сечения муфты и трубы соответственно.

В сечении 0-0 напряжение растяжения трубы наибольшее. Его можно записать в виде

$$\sigma_p = Q/\pi D \delta, \quad (33)$$

где D – средний диаметр трубы в нарезанной части, $D = 0,5(D_1 + D_2)$, δ – толщина стенки трубы по впадине нарезки, $\delta = 0,5(D_2 - D_1)$.

Напряжение сжатия в нарезанной части трубы от поперечного усилия, действующего на опорную поверхность резьбы трубы и муфты, определяют из следующих соображений. Действующую на опорную поверхность одного витка силу K (рис. 43, б) раскладывают на составляющие: $R = K \operatorname{ctg} \alpha$, направленную перпендикулярно оси трубы и сжимающую её резьбовую часть, и T , направленную перпендикулярно контактной поверхности резьбы и компенсируемую муфтой.

Давление в нарезанной части трубы

$$p = Rn / \pi D l = K \operatorname{ctg} \alpha n / \pi D l$$

или

$$p = Q \operatorname{ctg} \alpha / \pi D l,$$

где l – полезная длина нарезки.

Представив нарезанную часть трубы как тонкую оболочку, на которую действует наружное давление, определим сжимающее напряжение в продольном диаметральном сечении по формуле Мариотта:

$$\sigma_c = -p \frac{D}{2\delta}. \quad (35)$$

Подставив в формулу (35) выражение (34), получим

$$\sigma_c = -Q \operatorname{ctg} \alpha / 2\pi l \delta. \quad (36)$$

Воспользовавшись третьей теорией прочности, согласно которой

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \leq \frac{[\sigma]}{2} \quad \text{или} \quad \sigma_1 - \sigma_2 \leq [\sigma]$$

(здесь σ_1 и σ_2 – наибольшее и наименьшее главные напряжения при объёмном напряжённом состоянии), определим нормальное допускаемое напряжение, подставив вместо σ_1 и σ_2 соответственно выражения (33) и (36). Тогда

$$\sigma_p - \sigma_c = \frac{Q}{\pi D \delta} - \left(-\frac{Q \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi l \delta} \right) = Q \frac{2l + D \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi D \delta l} \leq [\sigma]$$

откуда

$$Q = \frac{2\pi [\sigma] D \delta l}{2l + D \operatorname{ctg} \alpha}.$$

Подставив вместо $[\sigma]$ предел текучести материала трубы σ_T , можно записать выражение для усилия, разрушающего трубу в резьбовой части:

$$Q_p = \frac{2\pi \sigma_T D \delta l}{2l + D \operatorname{ctg} \alpha} \quad (37)$$

При выводе формулы (37) сила трения, препятствующая соскальзыванию витка трубы по витку муфты, не учитывалась. Для учёта силы трения угол трения стали по стали φ необходимо прибавить к углу α (рис. 43, б), т.е. как бы увеличить угол наклона поверхности резьбы к оси трубы. В этом случае

$$Q_p = \frac{2\pi \sigma_T D \delta l}{2l + D \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}, \quad (38)$$

а формула, предложенная Ф.И.Яковлевым, для конусной резьбы, когда нарезка сделана перпендикулярно образующей конуса на конце трубы, имеет вид

$$Q_p = \frac{2\pi \sigma_T D \delta l}{2l + D \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi - \gamma)}, \quad (39)$$

где γ – угол конусности резьбы, при $D < 6$ дюймов $\gamma = 0^\circ 58' 42''$, при $D > 6$ дюймов $\gamma = 1^\circ 47' 22''$ (1 дюйм = 2,54 см).

Предельная глубина спуска обсадной колонны, безопасная для резьбового соединения,

$$L'_{кр} \square \frac{Q_p}{2q \left(1 - \frac{\gamma_{ж}}{\gamma} \right)},$$

где 2 – коэффициент запаса.

Вес обсадной колонны, спускаемой в глубокую скважину, можно снизить, ослабив тем самым напряжения растяжения в трубах и нагрузку на боковую вышку, с помощью обратного клапана. Уменьшение веса достигается за счёт действия выталкивающей силы, равной весу жидкости, вытесненной колонной с клапаном. Обычно обратный клапан устанавливают между башмаком и нижней обсадной трубой.

Конструкция обратного клапана (рис. 44) не допускает проникновения жидкости внутрь колонны, позволяя в то же время прокачивать через колонну жидкость или цементный раствор при цементировании затрубного пространства. После окончания цементировочных работ клапан разбуривают и продолжают проходку скважины.

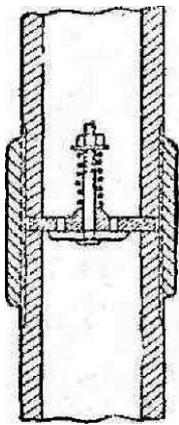


Рис. 44. Обратный клапан

Вес колонны обсадных труб с обратным клапаном, спускаемых в скважину, наполненную жидкостью,

$$Q' = Q - V\gamma_{ж},$$

где Q' – вес колонны в жидкости; Q – вес колонны в «сухой» скважине; V – объём вытесненной жидкости; $V = \pi D^2 L / 4$; D – наружный диаметр труб; L – длина колонны в жидкости; $\gamma_{ж}$ – удельный вес жидкости.

3.3. РАСЧЁТ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ КОЛОНН ОБСАДНЫХ ТРУБ

Для обсадки скважин неглубоких и средней глубины (не более 1000-1500 м) колонну собирают из труб с одинаковой толщиной стенки. Расчёт производят по условию

$$Q_p \square \mu Q,$$

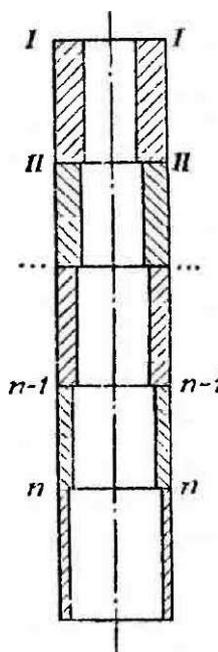
где Q_p – страгивающее усилие, определяемое по формуле (38) для соединения выбранных труб; μ – коэффициент безопасности, обычно $\mu = 1,3$; Q – вес колонны.

Таким образом, расчёт сводится к вычислению веса колонны обсадных труб, для которого страгивающая нагрузка (по справочным таблицам) не меньше его величины.

Расчёт промежуточных колонн для глубиной свыше 1500 м производят как т.е. стремятся выбрать толщину стенки и при спуске и эксплуатации колонны примерно одинаковыми.

Колонна, составленная из труб с ки, имеет недостатки по сравнению с ход металла на 1 м её длины, снижение коэффициента безопасности ниже допустимой же глубины спуска.

При сверхглубоком бурении наины Q_{max} , допускаемая нагрузка на вышку нагрузка на муфтовое соединение Q_p свя-



глубокого бурения (для скважин расчёт равнопрочных систем, материал труб такими, чтобы пружения в её секциях были бы

одной и той же толщиной стен- равнопрочной: излишний рас- возможной глубины спуска и каемых пределов, при одной и

большой вес спускаемой колон- А и предельная (страгивающая) заны зависимостью

Рис. 45. Схема равнопрочной промежуточной колонны

$$Q_p \leq A \leq \mu Q_{\max}. \quad (40)$$

При расчёте промежуточных колони обсадных труб для глубоких и сверхглубоких скважин Q_p определяют по формуле (38), записывая её в виде

$$Q_p = \frac{2\pi D \delta l}{2l + D \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)} \sigma_T = \omega \sigma_T, \quad (41)$$

где ω – приведённая площадь сечения трубы.

Колонну собирают из секций, состоящих из труб, толщина которых тем меньше, чем ниже секция расположена (рис. 45).

Учитывая условие (40), для некоторой секции колонны получим

$$Q_p \leq \mu(qH + Q_n)$$

(здесь qH – вес расчётной секции труб; Q_n – усилие в переходном сечении расчётной секции от действия нижерасположенной части колонны) или согласно формуле (41)

$$\omega \sigma_T \leq (qH + Q_n). \quad (42)$$

Для первой секции выражение (42) имеет вид

$$\omega \sigma_T \leq \mu(q_1 H_1 + Q_n).$$

Соответственно длина первой секции

$$H_1 \leq \frac{1}{q_1} \left(\frac{\omega_1 \sigma_T}{\mu} - Q_n \right). \quad (43)$$

Для первого переходного сечения справедливо неравенство $\omega_2 \sigma_T \leq \mu Q_n$. Поэтому формула (43) примет вид

$$H_1 \leq \frac{\sigma_T}{\mu q_1} (\omega_1 - \omega_2).$$

Аналогично длина последующих секций

$$H_2 \leq \frac{\sigma_T}{\mu q_2} (\omega_2 - \omega_3); \quad H_3 \leq \frac{\sigma_T}{\mu q_3} (\omega_3 - \omega_4)$$

$$H_{n-1} \leq \frac{\sigma_T}{\mu q_{n-1}} (\omega_{n-1} - \omega_n) = \frac{\sigma_T \omega_{n-1}}{\mu q_{n-1}} - \frac{Q_n}{q_{n-1}}; \quad H_n \leq \frac{\sigma_T \omega_n}{\mu q_n} \quad (44)$$

Общая длина колонны

$$H = \sum_{i=1}^n H_i \leq \frac{\sigma_T}{\mu} \left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{q_1} + \frac{\omega_2 - \omega_3}{q_2} + \dots + \frac{\omega_{n-1}}{q_{n-1}} \right) + \left(H_n - \frac{Q_n}{q_{n-1}} \right). \quad (45)$$

Обозначив

$$\frac{1}{\mu} \left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{q_1} + \frac{\omega_2 - \omega_3}{q_2} + \dots + \frac{\omega_{n-1}}{q_{n-1}} \right) = a;$$

$$H_n - \frac{Q_n}{q_{n-1}} = b,$$

получим

* Учитывается действие только растягивающей нагрузки от силы собственного веса труб.

$$H \leq a\sigma_T + b.$$

При расчёте промежуточных колонн сначала по известным параметрам обсадных труб, т.е. зная $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$, по формуле (45) вычисляют допустимую длину колонны H . Если вычисленная величина H оказывается больше длины проектируемой колонны, из расчёта исключаются трубы с большей толщиной стенки (т.е. параметры ω_1, ω_2 и т.д.), пока величина H не приблизится к проектируемой длине колонны с минимальной разницей, но всё-таки останется больше неё. Длину секций вычисляют снизу вверх, начиная с n -й по формулам (44).

Очевидно, что если величина H оказывается меньше длины проектируемой колонны, собирать такую колонну нельзя. Можно попытаться увеличить H , взяв для расчёта трубы из более прочной стали, т.е. с $\sigma'_T > \sigma_T$ или более толстостенные, т.е. характеризуемые большими значениями ω .

Для расчёта эксплуатационной колонны формулу (45) не используют, так как в этом случае кроме растягивающей нагрузки необходимо учитывать сминающую, вызываемую внешним давлением жидкости в затрубном пространстве. Поэтому возможны случаи, когда нижние секции, эксплуатационной колонны могут иметь бóльшую толщину стенок, чем верхние.

3.4. ВНЕШНЕЕ И ВНУТРЕННЕЕ ДАВЛЕНИЕ, ДЕЙСТВУЮЩЕЕ НА ОБСАДНЫЕ ТРУБЫ

Кроме силы собственного веса, колонна в скважине испытывает нагрузку от внешнего давления, которое может возникать от действия столба жидкости в затрубном пространстве или сыпучих горных пород. Расчёт этих нагрузок включает определение внешнего давления и вычисление длины секций колонны с различной толщиной стенки труб.

Гидростатическое давление столба жидкости в затрубном пространстве. Внешнее гидростатическое давление на колонну обсадных труб возникает в тех случаях, когда колонна спускается в скважину с обратным клапаном (при спуске длинных и тяжёлых промежуточных и эксплуатационных колонн) или уровень нефти или другой какой-либо жидкости в эксплуатационной колонне опускается ниже уровня жидкости в затрубном пространстве и не может компенсировать внешнее давление. Внешнее давление на колонну рассчитывают в точке, где оно наибольшее (рис. 46):

$$p_A = \gamma''_ж H - \gamma'_ж h;$$

при $\gamma'_ж = \gamma''_ж = \gamma_ж$

$$p_A = \gamma_ж (H - h) \quad (46)$$

Давление сыпучих горных пород на колонну обсадных труб. При закреплении стенок скважины, пройденной в слабосвязанных, сыпучих горных породах, возможно их обрушение в прилегающей к скважине части массива и смещение к обсадной колонне в виде конуса обрушения. В основу определения давления на колонну положена методика Протодьяконова для вычисления пассивного давления породы на крепь горной выработки.

Предполагается, что давление на колонну обсадных труб при возникновении конуса обрушения производится призмами (полосками) горной породы ABC единичной толщины (рис. 47, а). Таким образом, расчёт сводится к решению плоской задачи о действии полоски породы на ленту трубы вдоль образующей шириной, равной единице.

Вес призмы

$$Q = \frac{\gamma_{п} H^2 \operatorname{ctg} \theta \cdot 1}{2}$$

Рис. 46. Схема расчёта гидростатического давления на колонну обсадных труб

где γ_n – удельный вес поро-

Вес призмы Q уравновешивается противодействием со стороны равным себе составляющим R и T .

Пренебрегая трением AB , принимают, что R перпендикулярна к AC и представляет с нормалью к AC внутреннее трение породы. смещение частиц породы в сторону, противоположную контактного слоя. находится в статическом равновесии под действием сил Q , R и T , образующих силотриугольника

$$R = \frac{\gamma_n H^2 \text{ctg} \theta}{2}$$

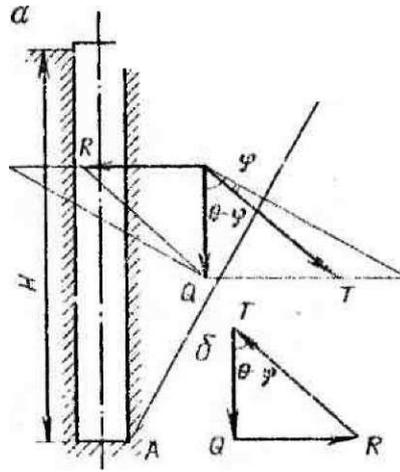


Рис. 47. Схема расчёта давления сыпучих горных пород на колонну обсадных труб

ды; θ – угол обрушения.

вешивается реакцией грубы и T на поверхности обрушения AC , но противоположно направ-

породы о поверхность трубы перпендикулярно AB . Реакция T под некоторым углом φ , равным углу θ . Это отклонение проявляется в поверхности конуса обрушения движению, в задирах и «закру-

Таким образом, призма ABC находится в равновесии под действием сил Q , R и T , образующих силотриугольника (рис. 47, б). Из $R = Q \text{tg}(\theta - \varphi)$ или

Так как сила R зависит от угла θ , необходимо найти значение θ , при котором R максимальна. Для нахождения максимума функции (вторая производная отрицательна) производную приравняют к нулю:

$$\frac{dR}{d\theta} = \frac{\gamma_n H^2}{2} \left[\frac{\text{ctg} \theta}{\cos^2(\theta - \varphi)} - \frac{\text{tg}(\theta - \varphi)}{\sin^2 \theta} \right] = 0.$$

Решив уравнение, найдём θ :

$$\text{ctg} \theta \sin^2 \theta = \text{tg}(\theta - \varphi) \cos^2(\theta - \varphi); \quad \sin 2\theta = \sin 2(\theta - \varphi);$$

$$\theta = 45^\circ + \varphi/2.$$

Подставляя выражение θ в уравнение (47), находят R_{max} :

$$R_{\text{max}} = (\gamma_n H^2 / 2) \text{ctg}(45^\circ + \varphi/2) \text{tg}(45^\circ - \varphi/2)$$

или

$$R_{\text{max}} = (\gamma_n H^2 / 2) \text{tg}^2(45^\circ - \varphi/2)$$

С другой стороны,

$$R_{\text{max}} = \int_0^H p(H) dH, \quad (48)$$

где p – давление на стенку обсадной трубы сыпучей горной породы; H – глубина рассматриваемого участка колонны. Дифференцируя уравнение (48), получим $dR_{\text{max}} = p(H) dH$, откуда

$$p(H) = \frac{dR_{\text{max}}}{dH}; \quad p = \gamma_n H \text{tg}^2\left(45^\circ - \frac{\varphi}{2}\right). \quad (49)$$

Таким образом, давление сыпучей горной породы на стенку обсадной трубы изменяется по линейному закону и достигает наибольшего значения у дна воронки обрушения.

Давление воды или промывочной жидкости, заполняющей скважину ($\varphi = 0$),

$$p' = \gamma_{\text{ж}} H \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) = \gamma_{\text{ж}} H. \quad (50)$$

Чтобы определить, какой из формул (46) или (49) следует воспользоваться в конкретных условиях, находят φ по выражению (50), подставляя в него средние значения удельного веса горной породы и промывочной жидкости: $\gamma_{\text{п}} = 2,4 \text{ т/м}^3$ и $\gamma_{\text{ж}} = 1,1 \text{ т/м}^3$. Тогда

$$2,4 H \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) = 1,1 H; \quad \operatorname{tg} \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) = \sqrt{\frac{1,1}{2,4}} = 0,68; \quad \varphi = 22^\circ.$$

Если $\varphi < 22^\circ$, то определяется давление горных пород как наибольшее, и наоборот. Формулой (49) пользуются редко, что объясняется рядом причин: относительной устойчивостью большинства пород, сравнительно небольшой мощностью пластов сыпучих и несвязных пород, их близким залеганием от поверхности и др.

Внутреннее давление в колонне обсадных труб. Причины возникновения такого давления разнообразны. Чаще всего на колонну изнутри действует давление столба жидкости в скважине, давление газа при вскрытии и эксплуатации газоносных пластов, давление, передаваемое насосом, прокачивающим воду или цементную смесь при промывке и цементировании колонны и др. В таких случаях трубы рассчитывают или проверяют на избыточное внутреннее давление, представляющее собой разность между абсолютными значениями внутреннего и внешнего давлений, по формуле Мариотта

$$p_{\text{в}} = 2\sigma_{\text{т}} \frac{\delta}{D},$$

где $p_{\text{в}}$ – внутреннее давление, при котором начинается деформация и продольный разрыв трубы; δ – толщина стенки трубы; D – внутренний диаметр трубы.

3.5. РАСЧЁТ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ КОЛОНН

Эксплуатационные колонны, как и промежуточные, обычно составляют из труб одного диаметра, но с разной толщиной стенок, а иногда из труб, изготовленных из сталей различных марок.

Основные виды нагрузок, действующих на эксплуатационную колонну, – это растягивающие силы собственного веса и избыточное внешнее давление. Так как эти силы меняются вдоль колонны, причём растягивающие усилия увеличиваются по направлению к устью, а избыточное внешнее давление – по направлению к забою скважины, нижнюю часть колонны рассчитывают на смятие, а верхнюю – на растяжение.

Избыточное внешнее давление возникает при спуске труб с обратным клапаном. В этом случае предельная длина незаполненной части колонны

$$l_{\text{н}} = \frac{p_{\text{см}}}{k_{\text{см}} \gamma_{\text{ж}}},$$

где $p_{\text{см}}$ – сминающее давление; $k_{\text{см}}$ – наименьший запас прочности на смятие, $k = 1,15 \div 1,30$.

Расчёт колонны ведётся снизу вверх. Вначале на основании конструкции эксплуатационной колонны и ожидаемого при эксплуатации уровня нефти строят эпюру внешнего давления (рис. 48), вычисляя давление в точках А и В:

$$p_A = \gamma_{\text{ж}}L - \gamma_{\text{н}}(L - H); \quad p_B = \gamma_{\text{ж}}H,$$

где $\gamma_{\text{н}}$ – удельный вес нефти.

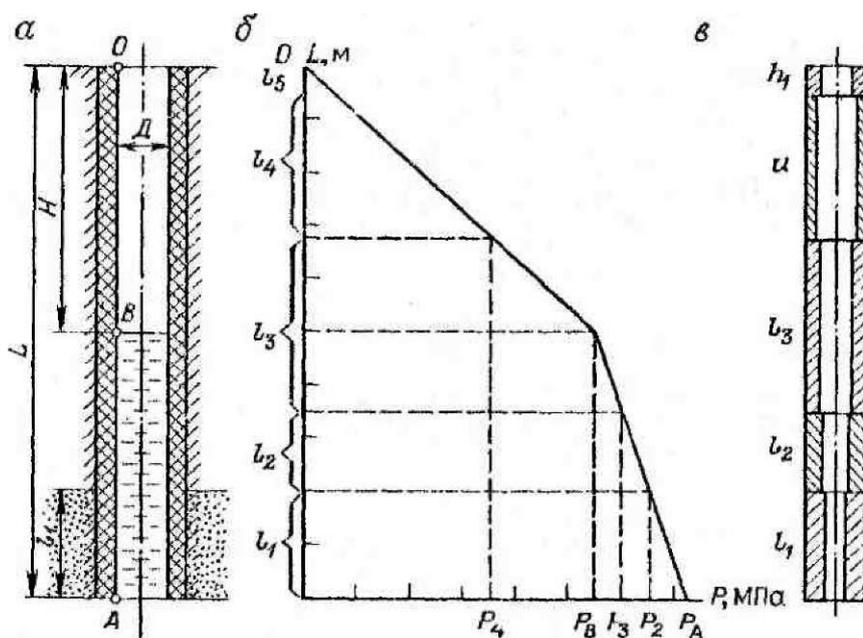


Рис. 48. Схема расчёта эксплуатационной колонны: а – схема гидростатического давления; б – эпюра внешнего давления; в – схема рассчитанной колонны

В точке O давление равно нулю. Так как зависимость давления от глубины скважины и уровня нефти линейна, полученные для точек A , B и O значения давления наносят на график и соединяют прямыми линиями.

Затем определяют сминающее давление для труб нижней секции $p'_{\text{см}}$ и по данным табл. 5 подбирают трубы с соответствующей толщиной стенки δ_1 . По длине зоны l_1 эксплуатационного объекта находят вес первой секции $Q_1 = q_1 l_1$, где q_1 соответствует δ_1 (табл. 5). Для вычисления

сминающего давления для труб второй снизу секции по эпюре находят давление на верхнем конце первой секции p_2 . Зная $p''_{\text{см}} = p_2 k_{\text{см}}$, по табл. 5 подбирают трубы для второй секции с соответствующими значениями δ_2 и q_2 .

Таблица 5

Характеристика обсадных труб диаметром 168 мм

δ , мм	q , Н/м	страгивающую нагрузку Страгивающая нагрузка T для труб марок				Сминающее давление для труб марок, МПа			
		С	Л	E_M	Е	С	Л	E_M	Е
6	249	52	64	84	90	10,1	10,9	11,7	12,2
7	287	66	80	105	114	14,1	15,7	17,9	18,8
8	325	80	96	126	138	18,2	20,7	24,2	25,4
9	362	94	112	147	162	22,4	25,7	31,1	32,9
10	399	108	128	168	186	26,5	30,7	37,9	40,6
11	435	122	144	189	210	30,6	35,6	44,8	48,3
12	471	136	160	210	234	34,6	40,4	51,4	55,6
13	506	150	176	231	258	38,4	45,2	57,8	62,8
14	541	164	192	252	282	42,3	49,8	64,1	69,8

Длину второй секции l_2 устанавливают по глубине скважины, с которой начинается третья секция, задаваясь толщиной труб третьей секции δ_3 (обычно $\delta_3 < \delta_2$) и зная давление в скважине, при котором трубы третьей секции не сминаются, p .

Получив параметры второй секции: δ_2 , l_2 и $Q_2 = q_2 l_2$ аналогично вычисляют параметры третьей и последующих секций. Но на некотором интервале глубины скважины необходимо

произвести проверку колонны труб по страгивающей нагрузке от растяжения под действием силы веса нижних секций. Проверку проводят по условию

$$Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \leq \frac{1}{k_p} Q_p^{n+1}, \quad (51)$$

где k_p – наименьший запас прочности на растяжение, для эксплуатационных колонн при глубине до 3000 м $k_p = 1,15$; Q_p – страгивающая нагрузка.

Если $Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n < \frac{1}{k_p} Q_p^{n+1}$, то $(n+1)$ -ю секцию рассчитывают по внешнему сминающему давлению и повторяют проверку. Если $Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n > \frac{1}{k_p} Q_p^{n+1}$, то $(n+1)$ -я секция является разграничивающей, т.е. такой, которую следует рассчитывать уже не на сминающее давление, а на страгивающую нагрузку. Длина разграничивающей секции

$$u = \frac{Q_p^{n+1} - k_p \sum_{i=1}^n Q_i}{k_p q_{n+1}}.$$

Если в начале проверки оказалось, что $Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n > \frac{1}{k_p} Q_p^{n+1}$, то n -я секция отбрасывается и неравенство (51) проверяется снова, пока не изменится его знак. Последняя отбрасываемая при проверке секция, наличие которой изменяет знак неравенства, рассчитывается как разграничивающая.

После вычисления параметров разграничивающей секции: δ_{n+1} , u и $Q_{n+1} = q_{n+1}u$ – определяют параметры секции, следующей за разграничивающей, уже по страгивающей нагрузке:

$$h_1 = \frac{Q_p^{n+2} - Q_p^{n+1}}{k_p q_{n+2}}.$$

Затем рассчитывают параметры $(n+2)$ -й секции δ_{n+2} , h_1 и $Q_{n+2} = q_{n+2}h_1$. Расчёт повторяют для следующих секций, пока

$$l_1 + l_2 + \dots + l_n + u + h_1 + h_2 + \dots + h_m \leq L$$

Завершает расчёт определение полного веса эксплуатационной колонны Q_0 и вычерчивание её эскиза.

4. БУРОВЫЕ СТАНКИ, ИХ ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ И ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ

4.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА БУРОВЫХ СТАНКОВ

Целевое назначение буровых станков и установок разнообразно: бурение при геологической съёмке, поисках и картировании; бурение на твёрдые полезные ископаемые, нефть и газ; бурение взрывных, сейсмических, инженерно-геологических, гидрогеологических и структурно-поисковых скважин.

В зависимости от способа разрушения горной породы при бурении различают станки и установки вращательного и ударного действия. В первом случае породоразрушающий инструмент, вращаясь на забое скважин, срезает и скалывает горную породу режущими элементами – алмазами, твёрдосплавными вставками и т.д., во втором дробит породу ударами инструмента. Ударное бурение скважин производят станками ударно-канатного бурения. Необходимо также ска-

зять об установках комбинированного бурения, совмещающих в своей конструкции узлы для вращательного и ударного (вибрационного) бурения.

По конструкции вращателя – узла, осуществляющего вращение бурового технологического инструмента, станки и установки вращательного бурения подразделяются на шпиндельные, роторные и с подвижным вращателем.

Конструктивный облик буровых станков и установок в определённой степени связан с целью бурения скважин. Так, шпиндельные станки используют в основном для бурения инженерно-геологических скважин и на твёрдые полезные ископаемые. Шпиндель станка при сравнительно небольшом ходе (300-600 мм) может развивать высокую скорость вращения (до 1500 мин⁻¹ и более), что наиболее эффективно для бурения скважин сравнительно небольшого диаметра в относительно твёрдых породах. Эти станки компактны, транспортабельны и удобны в управлении, и особенно хорошо проявили себя при неглубоком бурении.

Роторные станки применяют при глубоком бурении на нефть и газ, а также при проходке гидрогеологических скважин большого диаметра (132 мм и более). Свободная подача инструмента через ротор с лебёдки, достигающая 10-16 м, и высокая энерговооружённость позволяют с большой скоростью проходить мощные толщи осадочных песчано-глинистых и известковых пород, характерных для месторождений нефти и газа. Роторными станками бурят и гидрогеологические скважины с целью последующей откачки воды погружными насосами.

Область применения станков с подвижным вращателем – бурение картировочных, поисковых, инженерно-геологических скважин и скважин на твёрдые полезные ископаемые. Обладая быстроходностью шпиндельных станков, большой величиной хода (подачи) подвижного вращателя, компактностью за счёт отсутствия лебёдки и удобством в управлении, эти станки наиболее полно удовлетворяют требованиям бурения скважин указанного назначения.

Ударно-канатные станки используют, главным образом, для бурения скважин при разведке россыпных месторождений полезных ископаемых, для бурения на воду и инженерно-геологических скважин, так как с помощью ударного бурения можно эффективно проходить скважины в сыпучих, обводнённых, неустойчивых породах осадочного комплекса, проводить опробование пластов различного рода забивными грунтоносами и желонками, осуществлять откачку и эксплуатацию водоносных горизонтов всевозможными техническими средствами, включая погружные насосы большого диаметра. Широкому распространению станков ударно-канатного бурения при разведке россыпей и проходке инженерно-геологических скважин способствует также технология ударного бурения, которая практически не требует воды. В условиях, где её мало (районы многолетней мерзлоты, пустынные зоны) или необходим отбор проб в естественном состоянии, эти станки вне конкуренции. Особенно успешно они могут быть использованы при бурении скважин большого диаметра в зоне плывунов и песчано-гравийных отложений с ходовой колонной обсадных труб.

Для бурения гидрогеологических, инженерно-геологических и поисково-картировочных скважин применяют также установки комбинированного бурения, потому что они позволяют изменять способ бурения при проходке одной и той же скважины, что повышает эффективность работы. Так, при бурении таких скважин вначале могут встретиться рыхлые, слабоустойчивые отложения, которые могут быть пройдены ударным или ударно-забивным способом, а затем твёрдые известковые, магматические или метаморфические породы, которые необходимо проходить вращательным способом. Установки комбинированного бурения, обычно самоходные или передвижные, предназначаются для бурения неглубоких скважин (до 100 м).

ПОДАЧА

ВРАЩАТЕЛЬ

СПОСОБ И СРЕДСТВА СПО

Безлебёточный

Лебёточный

Поршневая гидравлическая, винтовая	Шпиндельный	Механизм подачи, экстракторы с захватами	Элеваторы кольцевые и полуавтоматические, вертлюжные пробки
Поршневая гидравлическая, цепная канатная	Роторный	50	
	Подвижной	Механизм подачи, элеватор	

Рис. 49. Классификация станков и установок вращательного бурения

Наиболее многочисленной является группа станков вращательного бурения (рис. 49). Привод рабочих органов в них осуществляется либо от единого двигателя посредством трансмиссии, либо индивидуальными гидро-, пневмо- или электродвигателями.

Диапазон глубин бурения скважин на твёрдые полезные ископаемые очень широк: от нескольких метров до 3000 м. Для установок вращательного колонкового бурения разработан параметрический ряд (СТ СЭВ 770-77), включающий восемь классов, каждый из которых характеризует 16 основных параметров установок. Главным параметром класса является глубина бурения вертикальных скважин:

Класс	1	2	3	4	5	6	7	8
Номинальная глубина бурения, м	2	10	30	50	80	120	200	300
	5	0	0	0	0	0	0	0

Для глубокого эксплуатационного и геологоразведочного бурения на нефть и газ создан другой параметрический ряд, где в качестве главного параметра выступает грузоподъёмность установки. Считается [4], что грузоподъёмность в большей мере определяет габариты, массу и мощность привода установки, чем номинальная глубина бурения.

4.2. КОНСТРУКЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ БУРОВЫХ СТАНКОВ И УСТАНОВОК

Основными узлами современного шпиндельного бурового станка в общем случае являются вращатель, лебёдка, коробка передач с фрикционом, привод, система подачи, система управления и станина. В некоторых случаях в результате совмещения рабочих функций нескольких узлов в одном отсутствует, например, лебёдка (её роль в станках с подвижным вращателем выполняет вращатель) или коробка перемены передач (в станках с бесступенчатым тиристорным электроприводом). Примером современного шпиндельного станка для вращательного бурения служит СКБ-5 для проходки скважин на твёрдые полезные ископаемые номинальной глубиной до 800 м (рис. 50).

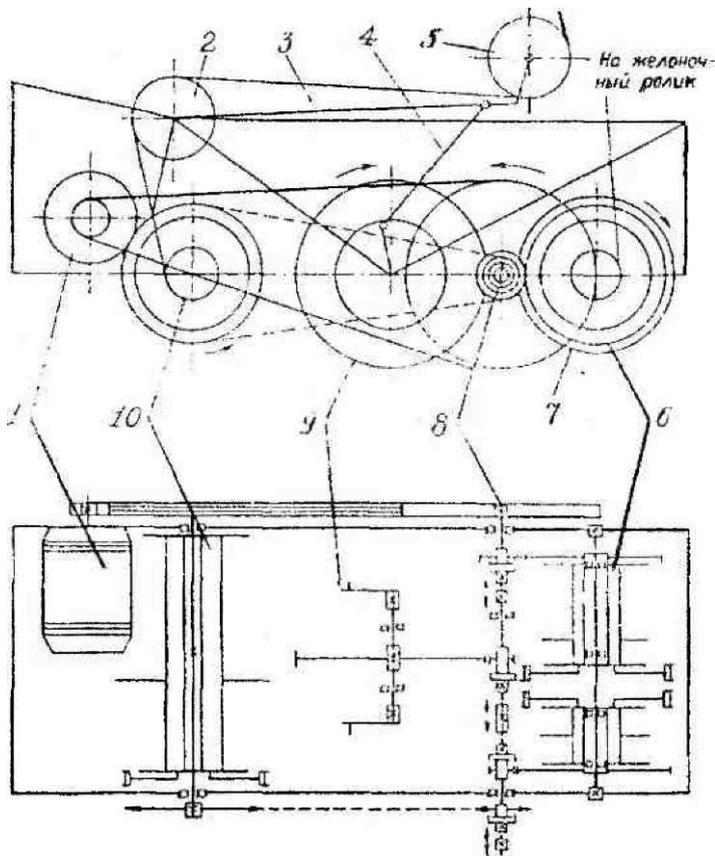
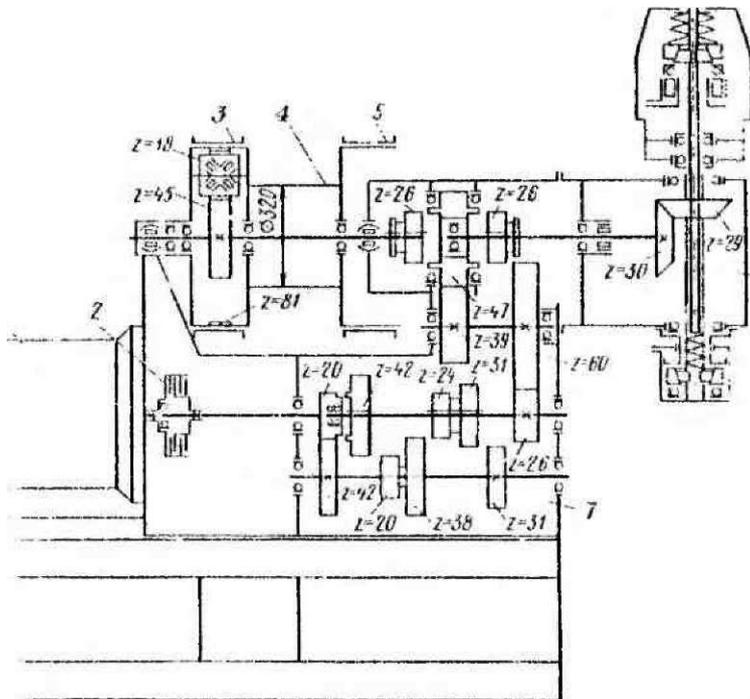


Рис. 51. Кинематическая схема бурового станка УГС-22 м

1 – двигатель; 2 и 5 – направляющий и оттяжной ролики; 3 – оттяжная рама;
4 – шатун; 6, 7 и 10 – желоночный, талевый и инструментальный барабаны;
8 – главный вал; 9 – кривошипный механизм

Конструктивная схема станков ударно-канатного бурения принципиально иная. С точки зрения кинематики конструкция состоит из следующих элементов: главного вала, кривошипного механизма, инструментального барабана, талевого барабана, желоночного барабана, направляющего ролика, шатуна, оттяжной рамы, двигателя (рис. 51). От двигателя (обычно электродвигатель) вращение передаётся на главный вал станка, от которого включением соответствующих муфт могут быть приведены в действие инструментальный, талевый, желоночный барабаны или кривошипно-шатунный механизм с оттяжной рамой.

Комбинированные установки совмещают в своей конструкции узлы и элементы вращательных и ударно-канатных станков. Обычно они имеют вращатели типа ротор или подвижный вращатель в комбинации с ударным узлом, выполненным в виде кривошипного механизма.

Взаимное расположение узлов и механизмов буровых станков и установок, их кинематические и конструктивные связи называют компоновкой. От компоновки зависят работоспособность узлов, эксплуатационные возможности буровой техники.

Известны две принципиально различные схемы компоновки: моноблочная и разобъённая. По первой схеме чаще всего компонуются стационарные шпиндельные станки и в некоторых случаях станки с подвижным вращателем, когда ход последнего невелик. Основные узлы станка или агрегата в этом случае

связаны и кинематически, и конструктивно. Кроме того, для моноблочной схемы характерны небольшие межцентровые и межосевые расстояния, что позволяет применять зубчатые передачи и делает моноблочные станки компактными.

С увеличением мощности и массы станков и установок их компактность из достоинства превращается в недостаток, так как усложняет проведение ремонтных работ (затруднён доступ к заменяемым узлам и деталям), монтаж, демонтаж и перевозку агрегатов. В таких случаях применяют разобъединённую компоновку. Эта схема характерна для установок роторного бурения глубоких скважин и установок с подвижным вращателем, обладающим большим ходом. При такой компоновке основные узлы в большинстве случаев связаны только кинематически, а несущая конструкция может быть общей для всей установки или индивидуальной для отдельных рабочих механизмов и агрегатов.

Степень взаимной связи узлов в станках и установках характеризуют отношением числа связей к числу узлов. Для моноблочной компоновки это отношение равно четырём, для разобъединённой – двум.

Моноблочные буровые станки различаются взаимным расположением и кинематической связью узлов. Принципиальное значение в схеме компоновки имеет расположение лебёдки станка: торцом (90% станков) или боковой поверхностью к вращателю. Преимущество первой схемы состоит в том, что кинематические цепи, связывающие узлы станка, располагаются в одной плоскости; вращатель может размещаться под углом 0-360°, в то время как при расположении лебёдки боковой поверхностью к вращателю этот угол ограничен 45-90°. Но при первой схеме несколько ухудшаются условия навивки каната на барабан при отодвигании станка от устья скважины.

Важной особенностью компоновки бурового агрегата является расположение маслососа и место его привода в общей кинематической цепи. Возможны два принципиально различных варианта: расположение привода маслососа до и после главного фрикциона. Первый, наиболее распространённый вариант обеспечивает более оперативное и независимое управление вращателем и механизмом подачи.

При разобъединённой компоновке основные узлы обычно связаны только кинематически и размещены на общей раме установки. Если последняя самоходная, то мощность для привода отбирается или от транспортного двигателя через коробку отбора мощности, или от специального двигателя непосредственно. Привод ротора осуществляется через коробку передач, связанную упругодемпфирующими или цепными муфтами с раздаточной. Ротор обычно связан с коробкой передач телескопическим карданным валом.

В ударных и комбинированных установках привод трансмиссионного вала (а от него лебёдок, ударного механизма и ротора) осуществляется от коробки скоростей или непосредственно от двигателя с помощью клиноременной или цепной передачи.

Под техническим уровнем понимают степень совершенства исполнения станка или установки. Её характеризуют затратами исходных материалов, относительными значениями технических параметров, надёжностью и удобством в эксплуатации. При оценке технического уровня станка учитывают также его массу, металлоёмкость (отношение массы станка к мощности привода), энерговооружённость (отношение массы КБТ для заданной глубины скважины к мощности привода или отношению мощности к средней частоте вращения шпинделя):

$$\Delta M = M/N ; \quad \Delta N' = qL/N ; \quad \Delta N'' = Nm / \sum_{i=1}^m n_i ,$$

где ΔM – металлоёмкость; M – масса станка; N – мощность привода, $\Delta N'$ и $\Delta N''$ – энерговооружённость; q – масса единицы длины КБТ; L – длина КБТ; n_i - i -я частота вращения; m – число скоростей.

При выборе базы сравнения прототипов допустимое отклонение мощности может быть определено по эмпирической формуле $\Delta N = \pm(0,5 + 0,2N)$.

Технический уровень буровых насосов оценивают по величине подачи и давлению, способу их регулирования, гидравлической мощности и массе, металлоёмкости на единицу мощности. Для грузоподъёмных приспособлений, входящих, в частности, в состав бурового оборудования, критериями являются грузоподъёмность и удельная металлоёмкость.

4.3. ПРИВОД И ТРАНСМИССИЯ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

Силовой привод. Силовой привод как источник энергии предназначен для приведения в действие машин и механизмов буровой установки. Он включает двигатели и передаточные устройства, приводящие в движение исполнительные механизмы установки.

Привод должен отвечать следующим требованиям: иметь гибкую характеристику, быть экономически эффективным, надёжным и долговечным, обладать небольшой удельной массой, быть простым и удобным в управлении.

Гибкость характеристики привода оценивается диапазоном частоты вращения R и коэффициентом перегрузочной способности λ :

$$R = n_{\max} / n_{\min} ; \quad \lambda = M_{\max} / M_n ,$$

где n_{\max} и n_{\min} – наибольшая и наименьшая частоты вращения вала привода при устойчивом режиме работы; M_{\max} – максимальный момент на выходном валу; M_n – момент, развиваемый при номинальной мощности.

Диапазон отношения скорости подъёма к крутящему моменту для буровых установок различных классов довольно широк: от 2:1 до 10:1. Частота вращения при бурении также может изменяться весьма существенно: от n до $20n$. Наиболее полно требованиям технологии бурения скважин отвечает бесступенчатое регулирование вращения.

Технологические особенности процесса бурения предъявляют приводу вращателя следующие требования:

- достаточно широкий диапазон регулирования частоты вращения с предпочтительно плавным изменением её внутри диапазона;
- стабильность выбранной частоты в пределах допустимой мощности;
- автоматическое снижение частоты вращения по мере увеличения крутящего момента, если мощность двигателя недостаточна для поддержания выбранной частоты.

Привод насоса должен обеспечивать стабильную подачу жидкости в заданном диапазоне регулирования с предпочтительно плавным её изменением внутри диапазона и при изменении крутящего момента в допустимых пределах.

Для буровых лебёдок независимо от способа бурения, типа и класса буровой установки наиболее целесообразен привод с автоматическим изменением скорости подъёма крюка при изменении крутящего момента на барабане.

Таким образом, привод механизмов и машин, включая вращатели, ударные механизмы, насосы и др., должен обеспечивать плавное изменение частоты вращения в заданном диапазоне и её стабильность при изменении крутящего момента в пределах, определяемых мощностью двигателя или допустимым давлением на выкиде насоса.

Различают автономные и неавтономные приводы. Автономные имеют собственные тепло-силовые установки, неавтономные приводы включают двигатели, использующие подведённую энергию (приводы с электро- или пневмодвигателями). Около 60% установок геологоразведочного бурения имеет неавтономный привод.

Силовой привод может быть также групповым, индивидуальным (однодвигательным) и многодвигательным. В первом случае один двигатель приводит через трансмиссию все рабочие машины установки. Это снижает массу, габаритные размеры, стоимость силового оборудования. Однако сложная трансмиссия, трудность блочной компоновки, невысокая эксплуатационная надёжность мешают широкому распространению группового привода.

В индивидуальном приводе каждая рабочая машина имеет отдельный двигатель, что упрощает трансмиссию и облегчает блочную компоновку.

В многодвигательном приводе двигателями обеспечиваются отдельные рабочие органы машины, что позволяет выбирать двигатель в соответствии с характеристикой рабочего органа, но увеличивает стоимость привода, его массу и площадь для размещения двигателей.

В качестве двигателей привода в зависимости от назначения и условий эксплуатации буровой установки могут быть приняты электродвигатели переменного и постоянного тока, двигатели внутреннего сгорания, пневматические и газотурбинные. Особое место занимают гидродвигатели, входящие в состав объёмного гидропривода.

При централизованном электроснабжении применяют электродвигатели. Они экономичны, обладают высокой перегрузочной способностью. При бурении геологоразведочных скважин используют асинхронные электродвигатели трёхфазного тока и электродвигатели постоянного тока.

При значительной номинальной мощности используют асинхронные электродвигатели с фазным ротором, но чаще выбирают двигатели с короткозамкнутым ротором. Диапазон регулирования двигателей $R = 1,00 \div 1,05$ (жёсткая характеристика), перегрузочная способность $\lambda = 1,7 \div 2,2$ (кратковременная).

Электродвигатели постоянного тока применяют в регулируемых приводах с управляемыми тиристорными преобразователями. Удельная масса последних не превышает 1-2 кг на 1 кВт мощности двигателя.

Разработана система двухзонного регулирования частоты вращения двигателя: ниже номинальной частоты за счёт изменения напряжения на якоре при постоянном моменте, по уменьшенной мощности и соответственно частоте; выше номинальной частоты за счёт увеличения тока в якоре при постоянной мощности и соответствующем уменьшении момента.

Использование тиристорного привода упрощает трансмиссию, так как позволяет исключить главный фрикцион.

При отсутствии централизованного электроснабжения используют двигатели внутреннего сгорания: дизельные ($R = 1,3 \div 1,8$, $\lambda = 1,10 \div 1,15$) и карбюраторные ($R = 1,4 \div 2,0$, $\lambda = 1,1 \div 1,4$). Последние удобны в эксплуатации, более приёмы, быстроходные, но менее долговечные. Они имеют меньшую удельную массу и поэтому используются, главным образом, в переносных установках.

Вследствие сравнительно небольшой перегрузочной способности двигатели внутреннего сгорания для преодоления динамических нагрузок должны иметь мощность в 1,8-2,2 раза большую по сравнению с асинхронными электродвигателями. При работе в длительном режиме отбираемая от двигателей внутреннего сгорания мощность составляет 55-60%, а при повторно-кратковременном нагружении – 70-80 %.

Пневматические двигатели лопастного, поршневого и шестерённого типа применяют, несмотря на низкий КПД, в приводах оборудования для бурения скважин из подземных горных выработок при централизованном снабжении сжатым воздухом при давлении 0,0-0,8 МПа.

Газотурбинные двигатели ($R = 2 \div 3$, $\lambda = 2,5 \div 3,0$) используют в приводах установок для бурения глубоких скважин на нефть и газ, хотя их характеризует высокий удельный расход топлива, низкий КПД при малых нагрузках и высокий уровень шума.

Из всех перечисленных типов двигателей регулирование в необходимом диапазоне частоты и крутящего момента обеспечивают только электродвигатели постоянного тока с тиристорным управлением. В состав привода с другими двигателями приходится включать трансмиссию с передачами, приближающими характеристику привода к характеристикам исполнительных механизмов. К таким передачам относят механические, гидростатические и гидродинамические в сочетании с механическими.

Механические трансмиссии. В состав механических трансмиссий входят коробки передач и устройства, которые связывают ведущие и ведомые валы (различные передачи и муфты).

В установках геологоразведочного бурения применяют коробки с зубчатыми передачами, для бурения скважин на нефть и газ – с зубчатыми или цепными передачами. В цепных коробках передач установок с дизельным приводом для реверсирования используют зубчатые колёса.

Коробки передач просты в эксплуатации, позволяют широко менять частоту вращения, их КПД достаточно высок. К их недостаткам следует отнести ступенчатое изменение передаточных отношений, ограниченное число скоростей и невозможность предохранения двигателя от перегрузок.

Для кинематической связи в механических трансмиссиях используют следующие передачи: зубчатые цилиндрические и конические (расстояние между осями валов менее 1 м, окружные скорости до 4-6 м/с и более), цепные (4-5 м; до 20 м/с) и клинопеременные (до 3 м; до 25-30 м/с).

Для соединения трансмиссионных валов применяют сцепные управляемые и постоянные соединительные муфты: фрикционные, зубчатые, электромагнитные и кулачковые.

В трансмиссиях буровых установок используют сухие и масляные дисковые и шинно-пневматические фрикционные муфты. В конструкциях установок для геологоразведочного бурения широко применяют постоянно разомкнутые сухие муфты (рис. 52). Ведущий вал муфты сцепления соединён с приходным валом упругой муфтой 1. Ведущие диски 8 имеют зубчатое соединение с валом 2, а ведомые 6 – с зубчатым венцом 7, жёстко связанным с ведомым валом фрикциона. На валу 2 на резьбе посажена крестовина 11, в проушинах которой на пальцах 4 установлены кулачки 5.

Муфта включения 13 находится на подвижной втулке 12 и перемещается вдоль вала вилкой 14, жёстко связанной валиком 15 с рукояткой управления фрикционом. При перемещении муфты 13 по валу звеня 3 поворачивают кулачки 5 относительно пальцев крестовины. Фрикцион включается передвиганием муфты 13 вправо; при обратном движении диски расцепляются пружинами 9.

Усилия прижатия дисков регулируют перемещением крестовины 11 по резьбе вала 2. Крестовину крепят на валу винтом 10. Сухие муфты имеют обычно не более двух ведущих дисков.

В последние годы в отечественной и зарубежной практике в качестве главных фрикционов для геологоразведочного бурения часто используют муфты сцепления автомобилей.

Работа масляных дисковых муфт отличается от сухих только тем, что фрикционные поверхности дисков находятся в масляной ванне, что хорошо стабилизирует коэффициент трения, а число дисков достигает 10-12.

Шинно-пневматические муфты (ШПМ) применяют в трансмиссиях буровых установок для глубокого бурения. Они позволяют плавно регулировать передаваемый момент, смягчают дина-

мические нагрузки на двигатель. Конструктивно ШПМ выполняют обжимными и разжимными. В обжимной ШПМ (рис. 53) обод 5 жёстко связан с диском 4, посаженным на вал 6 на шпонке. Барабан вместе с ведущей звёздочкой 7 свободно вращается относительно вала 6 на подшипниках. При подаче сжатого воздуха через вертлюжок 2, трубку 1 и ниппель 8 пневмокамера расширяется, прижимая колодки к вращающемуся барабану. Избыточное давление воздуха в пневмокамере 0,6-0,9 МПа.

Для выключения муфты полость камеры отключают от питающей магистрали и связывают с атмосферой. При необходимости жёсткого соединения ведущей и ведомой частей муфты применяют шпильку 3.

Расчётный момент для дисковых муфт

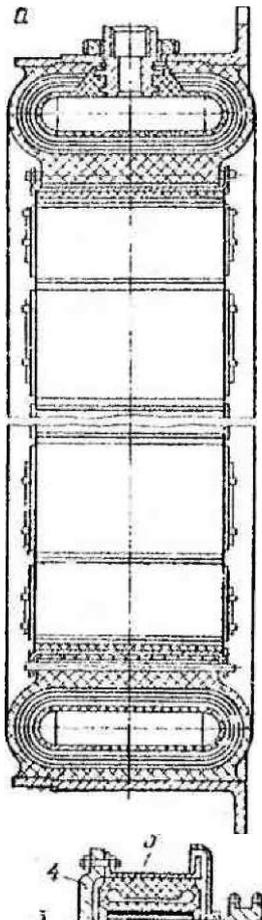
$$M = \frac{\pi}{2} \mu_1 p k_v z (D^3 - d^3) \square k M_{\text{ном}},$$

где μ_1 – коэффициент трения; p – допускаемое давление на поверхностях трения; k_v – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости на величину допускаемого давления; z – число рабочих поверхностей трения, $z = z_1 + z_2 - 1$; z_1 и z_2 – число ведущих и ведомых дисков; D и d – наружный и внутренний диаметры рабочей поверхности дисков; k – коэффициент запаса, $k = 1,5 \div 2$.

Крутящий момент, передаваемый шинно-пневматической муфтой,

$$M = \mu_1 R P,$$

где R – радиус барабана; P – сила прижатия колодок к барабану, $P = 2\pi R b p$; b – ширина колодки; p – давление на поверхности трения.



Зубчатые и кулачковые сцепные муфты отличаются простотой конструкции и по сравнению с фрикционными имеют меньшие размеры, массу и стоимость. Включение и выключение зубчатых и кулачковых муфт требует практически полной остановки соединяемых деталей и снятия нагрузки. Поэтому их обычно применяют в сочетании с фрикционными.

Электромагнитные сцепные муфты применяют в трансмиссиях тяжёлых буровых установок. Электромагнитные муфты скольжения (ЭМС) работают на принципе электромагнитной индукции. Ведущая часть муфты имеет обмотки возбуждения, питаемые постоянным током. При её вращении в ведомой части муфты наводятся индукционные токи, магнитное поле которых противодействует вращающемуся полю ведущей, передавая тем самым крутящий момент. Преимущества ЭМС состоят в возможности плавного регулирования частоты вращения и передаваемого крутящего момента, отсутствии износа при скольжении одной части муфты относительно другой и высоком КПД. Однако они сильно нагреваются и теряют мощность при скольжении.

нии.

Принцип действия электромагнитных ферропорошковых муфт (МЭП) заключается в передаче крутящего момента от ведущей части муфты к ведомой через смесь порошка карбонильно-

го железа с сухими (тальк, графит, оксид кремния) или жидкими смазывающими веществами, засыпанными в полость между ними. Чтобы включить МЭП, в обмотку, размещённую в ведущей части муфты, подают постоянный ток, намагничивающий порошок, который, взаимодействуя с обеими половинками муфты, создает сцепление. Изменяя ток, можно плавно регулировать частоту вращения ведомого вала и передаваемый муфтой крутящий момент.

Объёмный гидравлический привод. Такой привод представляет собой совокупность устройств для приведения в движение механизмов и машин с помощью гидравлической энергии. Его силовой частью является гидропередача, состоящая из насоса, гидродвигателя и сети. В состав гидропривода входят также распределительные и регулирующие устройства для управления потоком жидкости, резервуары, фильтры и т.п.

В приводах бурового оборудования применяют объёмные (гидростатические) гидродвигатели двух типов: силовые гидроцилиндры и гидромоторы.

Гидроприводы всё шире используются в бурении в сочетании с вращателями, лебёдками, трубозаворотами, лебёдками для съёмных кернаприёмников и др.

Гидропривод позволяет бесступенчато регулировать частоту вращения в диапазоне до 100:1 и более. Небольшие масса и размеры гидравлического оборудования, лёгкость реверсирования и защиты от перегрузок, простота и лёгкость управления – несомненные достоинства гидропривода. Недостатками его по сравнению с механическими передачами можно считать более низкий КПД и необходимость предохранения рабочей жидкости от попадания воздуха.

Основными элементами гидропривода являются гидромоторы и насосы.

Гидромоторы различных типов: аксиальные и радиальные роторно-поршневые, пластинчатые и шестерённые, – нашли широкое распространение в бурении. Чаще всего используют высокооборотные аксиальные роторно-поршневые гидромоторы, имеющие высокий КПД (0,85-0,93) при сравнительно небольшой удельной массе. Эти гидромоторы изготавливают с наклонной шайбой и наклонным цилиндрическим блоком.

Радиальные роторно-поршневые гидромоторы вследствие специфических особенностей их распределительного устройства рассчитаны на сравнительно небольшие расходы рабочей жидкости, поэтому являются тихоходными. Они развивают небольшие крутящие моменты, но по удельной массе превосходят гидромоторы других типов. Их целесообразно использовать, например, с буровыми лебёдками.

Пластинчатые и шестерённые гидромоторы отличаются быстроходностью и компактностью, но при больших давлениях рабочей жидкости их КПД падает и поэтому они выполняются низкомоментными.

Расчётный расход жидкости за один оборот аксиальных роторно-поршневых гидромоторов

$$q_p = Fsz = 2FRz \operatorname{tg} \gamma,$$

где F – площадь цилиндра; s – максимальный ход поршня; z – число цилиндров, соединённых с линией нагнетания; R – радиус окружности, на которой расположены оси цилиндров; γ – угол наклона шайбы или блока цилиндров.

Расчётный расход жидкости при заданной частоте вращения

$$Q_p = q_p n_p,$$

где n_p – частота вращения вала, мин^{-1} .

Действительный расход $Q = Q_p / \eta_o$, где η_o – объёмный КПД, $\eta_o = 0,97 \div 0,98$.

Средний расчётный крутящий момент $M_p = p(Q_p / \omega)$, где p – давление жидкости на входе в гидромотор; ω – угловая частота вращения.

Эффективный крутящий момент $M = p(Q\eta / \omega)\eta$, где η – полный КПД.

Эффективная мощность гидромотора $N = M\omega = \Delta p Q \eta$, где Δp – перепад давления в гидромоторе при создании противодействия на сливе.

Насосы в гидроприводах могут иметь регулируемый или постоянный рабочий объём. В качестве регулируемых используют преимущественно аксиальные и радиальные роторно-поршневые насосы, а в качестве нерегулируемых – шестерённые и лопастные.

Расчётная подача аксиального и радиального роторно-поршневого насоса соответственно

$$Q_p = \frac{\pi d^2}{4} z n D' \operatorname{tg} \gamma; \quad Q_p \frac{\pi d^2}{4} z n 2 e_{\max} = \frac{\pi}{2} d^2 z e_{\max} n,$$

где d – диаметр цилиндра; z – число цилиндров, обычно $z = 7$ или $z = 9$; n – частота вращения насоса; D' – диаметр окружности, на которой расположены цилиндры; γ – угол наклона шайбы или цилиндрического блока, максимальное $\gamma = 20^\circ$; e_{\max} – максимальный эксцентриситет.

Радиальные насосы отличаются высоким объёмным КПД (0,96-0,98) и долговечностью, но имеют бóльшую, чем аксиальные, удельную массу.

Шестерённые насосы имеют достаточно высокий объёмный КПД (0,85-0,95) при давлениях, достигающих 10-20 МПа.

Расчётная подача насосов

$$Q_p = \pi D_n h l n = k \pi m^2 z l n,$$

где D_n – диаметр начальной окружности шестерён, $D_n = mz$; m – модуль зуба; z – число зубьев; h – высота зуба, $h = km$; k – коэффициент пропорциональности; l – длина зуба; n – частота вращения шестерён.

Лопастные насосы имеют объёмный КПД $\eta_o = 0,7 \div 0,9$ при давлении 6-7 МПа, а их расчётная подача (без наклона пазов в роторе относительно их радиального расположения)

$$Q_p = q_1 z n = 2 \ln \left[\pi (R^2 - r^2) - (R - r) \delta z \right],$$

где q_1 – подача за один оборот одной камерой насоса; z – число пластин; n – частота вращения ротора; δ – толщина пластины; l – ширина ротора; R и r – большой и малый радиусы статора.

Трансмиссии с гидродинамическими передачами. Гидродинамическими называют гидроредукторы, рабочими элементами которых являются колеса турбомашин.

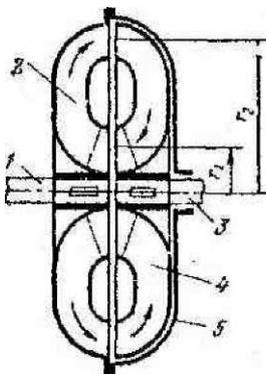


Рис. 54. Гидромуфта (стрелками показано направление меридионального движения жидкости)

Гидродинамическими называют гидроредукторы, рабочими элементами которых являются колеса турбомашин. Силовую связь между колёсами осуществляют с помощью рабочей жидкости, в качестве которой чаще всего используют маловязкие минеральные масла. Гидродинамические передачи разделяют на гидромуфты и гидротрансформаторы.

Гидромуфта (рис. 54) состоит из насосного колеса 2, закреплённого на ведущем валу 1, и турбинного колеса 4, посаженного на ведомый вал 3. Оба колеса обычно имеют прямые радиально установленные лопатки; осевой зазор между ними не превышает 2-5 мм. Внутренняя полость гидромуфты заполнена рабочей жидкостью. Герметизация полости осуществляется вращающимся кожухом 5, в ступице которого размещены уплотнения.

При вращении насосного колеса во внутренней полости муфты возбуждается циркуляция жидкости вследствие неравенства частот вращения насосного (n_n) и турбинного (n_t) колёс из-за нагружения последнего внешним моментом. При отсутствии силовой связи между колёсами $n_t = n_n$ рабочая жидкость остаётся неподвижной относительно лопаток рабочих колёс и участвует только в относительном движении вокруг оси вращения. С ростом внешнего крутящего момента, возникает циркуляция жидкости и всё увеличивающееся скольжение между колёсами s_o

$$s_o = \left[(n_n - n_t) / n_n \right] \cdot 100\% .$$

Расчётные моменты на валу турбины и насоса одинаковы ($M_t = M_n$), и поэтому гидромуфта не является преобразователем крутящего момента.

Зависимости крутящего в ведомом валу от передаточно-членные при $n_n = \text{const}$ и полчей жидкостью, называют ромуфты (рис. 55). Полностью даёт номинальный момент при полном торможении ведомого внешнего момента максимальмуфт различных конструкций превышать номинальный в 5-7 КПД гидромуфты

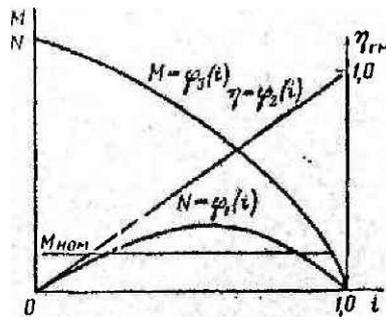


Рис. 55. Внешняя характеристика гидромуфты

$$n_{ГМ} = \frac{N_T n_T}{N_H n_H}; \quad \eta_{ГМ} = 1 - s_o,$$

где N_T и N_H – мощность ведущего (турбинного) и ведомого (насосного) валов соответственно.

В режиме холостого хода $\eta_{ГМ} \approx 0,99$. При передаче номинального крутящего момента $s_o = 2 \div 5\%$ и $\eta_{ГМ} = 0,95 \div 0,98$. По мере увеличения внешнего момента и скольжения колёс КПД гидромуфты быстро снижается.

Гидромуфты могут быть регулируемы и нерегулируемы. У нерегулируемых гидромуфт частота ведомого вала зависит только от величины внешнего момента при $n_n = \text{const}$. Они имеют жёсткую характеристику: в зоне режимов с КПД, равным 0,8 и более, диапазон регулирования, как правило, меньше или равен 1,2-1,3.

Регулируемые гидромуфты могут служить ограничителями крутящего момента, они имеют достаточно широкий диапазон регулирования, но при низком КПД. Регулировать частоту вращения можно изменением заполнения полости гидромуфты рабочей жидкостью, применением рабочих колёс с изменяемыми углами установки лопаток, перекрытием круга циркуляции шибберными заслонками и другими путями. В трансмиссиях бурового оборудования гидромуфты улучшают условия работы двигателя, предохраняя его от динамических воздействий и обеспечивая возможность его запуска под нагрузкой.

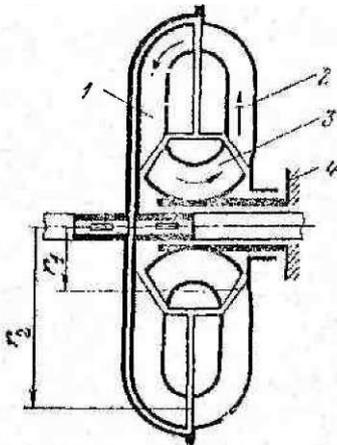


Рис. 56. Гидротрансформатор

Рис. 56 Гидротрансформатор

Гидротрансформатор (рис. 56) предназначен для преобразования крутящих моментов. Он состоит из насосного колеса 2, турбинного колеса 1 и лопастного направляющего аппарата (реактора) 3, имеющего внешнюю опору 4. В отличие от гидромуфт рабочие колёса гидротрансформаторов имеют профилированные лопатки.

В приводах бурового оборудования чаще встречаются гидротрансформаторы с одним турбинным колесом, называемые одноступенчатыми. В таких конструкциях направляющий аппарат установлен после турбины перед насосным колесом. Изменяя направление выходящего из турбины потока, направляющий аппарат поддерживает примерно постоянным угол входа жидкости па насосное колесо, благодаря чему режим работы насосного колеса меньше зависит от величины внешнего момента и частоты вращения вала турбины.

Отношение момента на валу турбины M_T к моменту на валу насоса M_H называют коэффициентом трансформации момента k_T . При оптимальном режиме $k_T = 1,10 \div 1,75$, а при полном торможении вала турбины $k_T = 2 \div 6$. КПД гидротрансформатора

$$\eta_{ГТ} = \frac{M_T n_T}{M_H n_H} = k_T \frac{n_T}{n_H}.$$

момента, КПД и мощности на го отношения $i = n_T/n_H$, полном заполнении полости рабочей жидкостью гидромуфта пере-скольжении $s_o = 2 \div 5\%$, а при вала в результате возрастания ный: $n_T = 0$, $s_o = 100\%$. Для максимальный момент может раз.

При $n_t/n_n \approx 0,5 \div 0,6$ $\eta_{гт} = 0,85 \div 0,88$. При минимальном значении КПД в рабочем режиме $\eta'_{гт} \approx 0,70 \div 0,75$ диапазон регулирования $R_t = n_{t\max}/n_{t\min} \approx 2 \div 3$.

Гидротрансформаторы в сочетании с простыми двух- и четырёхскоростными коробками передач позволяют получить сравнительно широкий диапазон бесступенчатого регулирования при достаточно высоком КПД.

В установках с дизельными приводами для бурения на нефть и газ применяют комплексные гидротрансформаторы с направляющим аппаратом на обгонной муфте. При $M_t \approx M_n$ они работают в режиме гидротрансформатора, а при $M_t \ll M_n$ – в режиме гидромуфты.

4.4. ВРАЩАТЕЛИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

Конструкция вращателей. При механическом вращательном бурении колонна бурильных труб получает вращение от вращателя, который, не препятствуя осевому перемещению колонны, передаёт крутящий момент. По конструкции различают шпиндельные, роторные и подвижные вращатели.

Шпиндельные вращатели применяют в буровых станках колонкового бурения, имеющих в основном моноблочную компоновку и оснащённых одним двигателем. Шпиндельный вращатель предназначен для передачи КБТ крутящего момента и осевого усилия.

Шпиндели могут быть круглого или фигурного сечения. Круглые шпиндели с несколькими шпоночными канавками или шпиндели со шлицевой наружной поверхностью легко балансируются и обеспечивают устойчивую работу при высоких частотах вращения. Шлицевые шпиндели сложнее в изготовлении, но благодаря большому числу шлицов, передающих крутящий момент, имеют несколько меньшую толщину стенки и массу.

На концы шпинделя навёртывают пружинно-гидравлические (иногда в комбинации с механическими, например ЗИФ-650М) патроны. Гидропатроны наиболее эффективны при бурении пород невысокой твёрдости, когда на перемещение шпинделя затрачивается более 5% времени работы станка. Оснащение ими позволяет автоматизировать процесс перекрепления и выполнять его без остановки вращения КБТ. Различают верхние гидропатроны, нормально замкнутые и подвижные в осевом направлении, и нижние, нормально разомкнутые и неподвижные в осевом направлении.

При использовании шпиндельных вращателей для проведения спускоподъёмных операций устье скважины вскрывают, перемещая станок по раме или отведя в сторону вращатель. Последний вариант упрощает конструкцию станка, но приводит к ускоренному износу шестерён конического редуктора и требует значительных усилий для открытия коробки редуктора при бурении наклонных скважин. Поэтому шпиндельными вращателями снабжают в основном лёгкие буровые станки.

Предпочтение шпиндельных вращателей в станках для бурения скважин на твёрдые полезные ископаемые обусловлено тем, что вследствие небольшого хода шпинделя станки могут быть оснащены компактными механизмами подачи. Однако при наличии в разрезах мягких пород эффективность шпиндельных вращателей падает из-за относительно больших затрат времени на перекрепление. Другой их недостаток – трудность наращивания инструмента без отрыва его от забоя, а также ограниченный диаметр скважин.

Роторные вращатели предназначены для передачи вращения КБТ и поддержания на весу обсадных труб и бурового инструмента при спускоподъёмных операциях. При бурении забойными двигателями ротор воспринимает реактивный момент. Роторные вращатели хорошо себя проявили в установках, предназначенных для бурения вертикальных скважин в породах мягких и средней крепости. Установки для бурения скважин на твёрдые полезные ископаемые глубиной более 2000 м также оснащают роторными вращателями, так как шпиндельные для компенсации упругого удлинения должны были бы иметь значительный ход.

Преимущества вращателей роторного типа – простота конструкции и большой ход подачи. Но эти вращатели требуют подъёма инструмента над забоем при его наращивании, не позволяют

достичь высоких частот вращения вследствие биения ведущей трубы (поэтому их крайне редко используют для бурения наклонных скважин), а механизмы подачи для осевой нагрузки в лёгких установках с роторными вращателями более громоздки.

Подвижные вращатели имеют поступательное движение вдоль заданной оси скважины с одновременной передачей осевой нагрузки. Их успешно применяют как в передвижных и самоходных установках для бурения неглубоких скважин, так и в стационарных агрегатах для бурения глубоких скважин с высокой частотой вращения. Оснащение станков колонкового бурения подвижными вращателями связано с внедрением в практику бурового станкостроения индивидуального привода для отдельных механизмов станка, в частности гидропривода. Однако и ранее существовали станки с подвижными вращателями и механическим приводом. Подвижные вращатели обеспечивают большой ход подачи и устойчивость работы при высоких частотах вращения, наращивание бурильной колонны без отрыва инструмента от забоя и спуск или извлечение снаряда с вращением на любом интервале скважины. Кроме того, они технологически универсальны, позволяют использовать шнеки, ложковые и другие буры.

Привод подвижного вращателя от общей трансмиссии применяется только в лёгких буровых станках, имеющих небольшой ход подачи. В большинстве случаев современные буровые станки оснащают подвижным вращателем с индивидуальным приводом: гидродвигателем, двигателем внутреннего сгорания или электродвигателем. Практикуется и использование в приводе вращателя двух гидродвигателей, позволяющих при неизменной подаче масла изменять частоту и момент на валу вращателя.

Подвижные вращатели могут иметь шпиндель с отверстием (проходные) и без него (непроходные). Если проходное сечение большое, то такие вращатели могут применяться в станках для бурения с принудительной посадкой обсадной колонны.

Оснащение станков с проходным подвижным вращателем гидравлическими зажимными патронами и гидравлическим трубодержателем позволяет механизировать процесс свинчивания-развинчивания бурильных труб при соединении «труба в трубу». При этом спускоподъёмные операции производят с помощью вращателя и механизма подачи, что позволяет не вскрывать устье скважины.

Параметры вращателей. Основными параметрами вращателя являются частота вращения и конструктивные размеры: длина хода и диаметр проходного отверстия шпинделя или диаметр отверстия стола ротора.

Длина хода шпинделя находится в пределах от 400 до 600 мм. Дальнейшее увеличение длины даст выигрыш во времени только при значительной углубке скважины за смену: например, 1% при углубке за смену 15 м и 0,13% при углубке 2 м. Буровые станки колонкового бурения предназначены в основном для проходки скважин в породах средней и высокой твёрдости, где проходка за смену, как правило, не превышает 5-6 м, и потому длина хода шпинделя редко выходит из указанного диапазона.

Диаметр проходного отверстия обычно больше максимального диаметра бурильных труб на 2-5 мм.

Частотная характеристика оценивается диапазоном изменения частот вращения и диапазоном регулирования, числом частот в диапазоне и значениями промежуточных частот.

Диапазон регулирования частоты вращения $R = n_{\max} / n_{\min}$, где n_{\max} и n_{\min} – максимальная и минимальная частота вращения, $n_{\max} = 60v_{\max} / \pi D_{\min}$ и $n_{\min} = 60v_{\min} / \pi D_{\max}$; v_{\max} и v_{\min} – максимальная и минимальная окружная скорость, D_{\max} и D_{\min} – максимальный и минимальный диаметр породоразрушающего инструмента, при медленно-вращательном бурении $D_{\max} = 150 \div 200$ мм.

Минимальные (в числителе) и максимальные (в знаменателе) окружные скорости коронок и долот следующие, м/с:

Твёрдосплавные коронки	0,5 0,6 /
и лопастные долота	1,5-2,0
Алмазные коронки	0,4-0,5 /

	3,0-4,0
Шарошечные долота	0,4-0,5 / 1,2-1,4
Твёрдосплавные коронки	
со	0,1-0,2 /
среднечастотными гидроударниками	0,6-0,8

Число скоростей и соотношение между скоростями обосновываются, в частности, следующими соображениями. По методике ВИТР соотношение между частотами вращения определяют из условия наименьших затрат на чистое бурение скважины при следующих допущениях: длина интервала, пробуренного при каждой из частот вращения, определяется только мощностью станка; бурение в пределах каждого интервала ведётся при постоянной частоте вращения; механическая скорость зависит от частоты вращения линейно: $v_i = an_i$. Вычисления по этой методике дают следующие ряды соотношения частот: для четырёхскоростной коробки передач

$$n_1; \quad n_2 = 1,18n_1; \quad n_3 = 1,51n_1; \quad n_4 = 2,27n_1,$$

для шестискоростной

$$n_1; \quad n_2 = 1,12n_1; \quad n_3 = 1,27n_1; \\ n_4 = 1,5n_1; \quad n_5 = 1,92n_1; \quad n_6 = 2,89n_1.$$

Теоретический график зависимости времени чистого бурения T от диапазона регулирования R при плавном регулировании показывает, что при $R > 3 \div 4$ время чистого бурения снижается незначительно. Обычно расширение диапазона регулирования до $R = 10 \div 20$ обусловлено требованиями технологии бурения. В этих случаях минимальную частоту уменьшают по сравнению с расчётной.

При $R \square 4$ рост числа частот свыше шести-восьми не приводит к заметному выигрышу во времени чистого бурения. В станках с $R > 4$ число частот вращения может достигать 10 и более.

При числе скоростей от трёх до пяти конструкции коробки и механизма переключения передач просты и негромоздки. Для увеличения числа скоростей до шести-восьми целесообразно введение в кинематическую цепь промежуточного редуктора с передаточным отношением q или q^k (здесь $q = R^{k-1}$ – знаменатель профессии $n_1; n_2; \dots n_k$; k – число скоростей коробки передач). Редуктор устанавливают в цепи между коробкой и вращателем или фрикционом и коробкой. В первом случае передача на лебёдку излишне высоких скоростей вращения исключается.

В установках с электроприводом число скоростей может быть удвоено с помощью двухскоростных асинхронных электродвигателей.

Усилия, передаваемые основными узлами вращателей, следующие:

1) напряжение в шпинделе от усилия подачи P

$$\sigma = P/F_o; \quad \sigma_{\max} = P_{\Pi}/[0,785(D^2 - d^2)],$$

где F_o – площадь наиболее ослабленного сечения; P_{Π} – грузоподъёмность механизма; D и d – наружный и внутренний диаметры ослабленного сечения;

2) крутящий момент на шпинделе

$$M_{\text{кр}} = N_{\text{бур}}/\omega; \quad M_{\text{кр max}} = N\eta\lambda/(2\pi n_1),$$

где $N_{\text{бур}}$ – мощность, передаваемая шпинделем колонне бурильных труб при бурении; ω – частота вращения шпинделя; N – номинальная мощность двигателя; η – КПД передачи мощности от двигателя к шпинделю станка; λ – коэффициент перегрузки двигателя; n_1 – наименьшая частота вращения;

3) касательные напряжения

$$\tau = M_{\text{кр}}/W_p; \quad \tau_{\max} = M_{\text{кр max}}/W_p = N\eta\lambda/(2\pi n_1 W_p),$$

где W_p – полярный момент сопротивления кручению;

4) полное приведённое напряжение

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Расчёт зажимного патрона. Зажимной патрон передаёт крутящий момент колонне буровых труб. Сила сцепления плашек с трубой Q должна передать наибольший крутящий момент, соответствующий окружной силе P_o , и усилию подачи P_{Π} (рис. 57). Очевидно, что

$$Q = P_o + P_{\Pi} \quad \text{и} \quad Q = \sqrt{P_o^2 + P_{\Pi}^2}.$$

Максимальный крутящий момент связан с окружной силой зависимостью

$$P_o = M_{\text{крmax}}/r = N\eta\lambda/(2\pi r n_1),$$

где r – наружный радиус ведущей трубы.

Сила прижатия плашек к трубе $R = Q/2\mu_c$, где μ_c – коэффициент сцепления между зубьями плашек и трубой, при контактных давлениях $\mu_c = 0,2 \div 0,45$, а для плашек с твёрдотактных давлениях $(100 \div 150) \cdot 10^3$ МПа

Выдвижение плашек и прижатие их к кольцевой обойме патрона с внутренней ремещающейся относительно плашек в вием пакета пружин или кольцевого порш-

Расчёт зажимного гидropатрона за-
 P , с которой должна перемещаться кольце-
прижимая их к ведущей трубе с силой R .
может затем быть подобран пакет пружин,
лие, или определено давление рабочей жидкости в гидроцилиндре патрона.

Для определения P необходимо записать условия равновесия обоймы (рис. 59, а)

$$x = 0; \quad G = f_k N \sin \alpha - N \cos \alpha = 0; \quad (52)$$

$$y = 0; \quad G = f_k N \cos \alpha + N \sin \alpha - P = 0 \quad (53)$$

и условия равновесия плашки (рис. 59, б)

$$x = 0; \quad N \cos \alpha - fF - f_k N \sin \alpha - R = 0; \quad (54)$$

$$y = 0; \quad F - f_k N \cos \alpha - N \sin \alpha = 0. \quad (55)$$

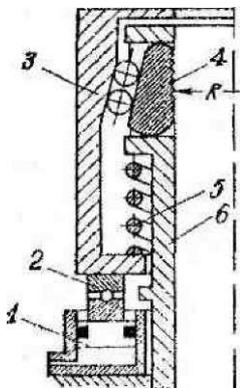


Рис.58. Гидропатрон
1 – поршень; 2 – подшипник; 3 – обойма; 4 – плашка; 5 – пружина; 6 – шпindelь патрона

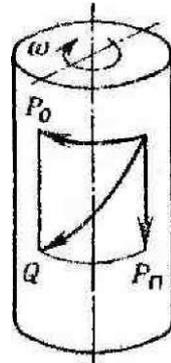


Рис. 57. Усилия, передаваемые зажимным патроном буровой трубе

$R = Q/\mu_c$. Если плашек две, то ния между зубьями плашек и $(12 \div 20) \cdot 10^3$ МПа сплавными вставками при кон- $\mu_c = 0,9$.

трубе происходит с помощью конической поверхностью, песевом направлении под действия гидроцилиндра (рис. 58).

ключается в определении силы вая обойма, выдвигая плашки и По вычисленному значению P создающий необходимое уси-

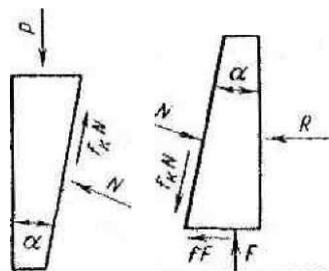


Рис.59. Схема сил, действующих на обойму (а) и планку (б) в вертикальном сечении патрона при статическом равновесии

Из условий (52), (53) и (55) соответственно найдём

$$G = N \cos \alpha - f_k N \sin \alpha$$

$$N = P/(f_k \cos \alpha + \sin \alpha);$$

(56)

$$F = N/(f_k \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (57)$$

Затем подставим выражения (56) и (57) в условие (54):

$$P \cos \alpha / (f \cos \alpha + \sin \alpha) - f p (f_k \cos \alpha + \sin \alpha) / (f_k \cos \alpha + \sin \alpha) - f_k P \sin \alpha / (f_k \cos \alpha + \sin \alpha) - R = 0.$$

Следовательно,

$$P = R (f_k \cos \alpha + \sin \alpha) / [\cos \alpha - f (f_k \cos \alpha + \sin \alpha) - f_k \sin \alpha]. \quad (58)$$

Числитель и знаменатель правой части формулы (58) разделим на $\cos \alpha$ и заменим f_k на $\operatorname{tg} \varphi$ (коэффициент трения качения равен тангенсу угла трения). После преобразований получим

$$P = R (\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \alpha) / [1 - f (\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \alpha) - \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \alpha] = R / [1 / \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) - f] = R \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) / [1 - f \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)].$$

Так как $f_k \approx 0,001$, а угол φ мал в сравнении с углом α ($f = 0,10 \div 0,15$), то окончательно

$$P = R \operatorname{tg} \alpha / (1 - f \operatorname{tg} \alpha).$$

Если гидропатрон нормально замкнутого типа, по величине P подбирают пакет пружин с жёсткостью $C_{\text{п}}$. Рабочая осадка пружин $\lambda = P / C_{\text{п}}$. Для свободного прохода бурильной трубы в зажимном патроне при его раскреплении плашки должны раздвигаться на величину, несколько бóльшую её диаметра. Поэтому предусмотрена дополнительная деформация пружин λ' при сжатии пакета кольцевым поршнем гидроцилиндра зажимного патрона (рис. 60):

$$\lambda' = (d_{\text{max}} - d_{\text{раб}}) / (2 \operatorname{tg} \alpha).$$

Дополнительное усилие гидроцилиндра при раскреплении патрона $P_{\text{д}} = C_{\text{п}} \lambda'$. Общее усилие гидроцилиндра патрона $P_{\text{общ}} = P + P_{\text{д}}$. При заданном давлении в гидросистеме станка усилие $P_{\text{общ}}$ определяет размеры цилиндра гидропатрона.

Главная опора ротора воспринимает нагрузку при спускоподъёмных операциях от веса колонны бурильных или обсадных труб. При бурении главная опора нагружена только собственным весом стола и некоторой осевой силой, величина которой зависит от крутящего момента $M_{\text{кр}} = N \eta \lambda / \omega$, где $\eta \approx 0,85$. Окружная сила

$$P_0 \approx M_{\text{кр}} / l \quad \text{или} \quad P_0 \approx N \eta \lambda / (\omega l),$$



Рис. 60. Схема определения дополнительной деформации пружины при открытии патрона

где l – половина стороны квадрата или сторона шестиугольника.

Сила трения ведущей трубы во вкладышах $F = \mu_1 P_0$ или $F = \mu_1 N \eta \lambda / (\omega l)$. Другими словами, F – осевая сила, которой нагружен ротор при передаче крутящего момента $M_{\text{кр}}$.

Главную опору ротора рассчитывают на статическую грузоподъёмность по наибольшей массе бурильной или обсадной колонны и на долговечность по эквивалентной нагрузке.

РЕКОМЕНДАТЕЛЬНЫЙ БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Беляев Н.М.* Сопротивление материалов. М.: Наука, 1976.
2. *Воздвиженский Б.И., Васильев М.Г.* Буровая механика. М.: Госгеолыздат, 1954.
3. *Волков А.С., Ермакова В.И.* Буровые геологоразведочные насосы. М.: Недра, 1978.
4. *Кирсанов А.Н., Зиненко В.П., Кардыш В.Г.* Буровые машины и механизмы. М.: Недра, 1981.
5. Расчёт бурильных труб в геологоразведочном бурении / *Е.Ф. Эпштейн, В.И. Мацейчик, И.И. Иванихин, А.Ш. Асатур.* М.: Недра, 1979.
6. *Рэлей.* Теория звука. М.: Гостехтеоретиздат, 1955. Т. 1, 2.
7. Справочник инженера по бурению геологоразведочных скважин / Под общ. ред. *Е.А. Козловского.* М.: Недра, 1984. Т. 1.
8. *Шелковников И.Г.* О мощности, затрачиваемой на вращение колонны бурильных труб в скважине // Изв. вузов. Геология и разведка. 1987. № 10.
9. *Шелковников И.Г.* Использование энергии удара в процессах бурения. Л.: Недра, 1977.