

А.Л.ИЛЬСКИЙ А.П.ШМИДТ

БУРОВЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

*Допущено Управлением кадров
и учебных заведений
Министерства нефтяной промышленности СССР
в качестве учебника для техникумов*



МОСКВА «НЕДРА» 1989

ББК 33.131
И 45
УДК 622.24(075.3)

Рецензенты: Дрогобычский нефтяной техникум; канд. техн. наук
В. Л. Архангельский

И 2503010300—378
043(01)—89 21—89 — Св. план для сред. спец. уч. завед.

ISBN 5-247-01156-2

© Издательство «Недра», 1989

ВВЕДЕНИЕ

§ 1. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О РАЗВИТИИ НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ В СССР

Нефтяные скважины в царской России бурили ударным и канатным способом. Буровая установка обычно изготовлялась из дерева на месте ее монтажа (вышка, балансир, стойка балансира). Металлическими были только талевая система, тартальный барабан, предназначенный для подъема выбуренной породы из скважины, и двигатели — паровая машина или двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Установленная мощность двигателей составляла 55—110 кВт. Скорость бурения была незначительной, глубина скважин не превышала 1000—1100 м.

Несмотря на несовершенные технику и технологию бурения скважин, уже в 1900 г. в России было получено 10,4 млн. т нефти, что составляло более половины всей нефти, добываемой в мире. Декретом от 20 июня 1918 г. нефтяная промышленность была национализирована, и 1918 год можно считать годом второго рождения нефтяной промышленности. Но в 1918 и 1919 гг. добыча нефти снизилась и в 1921 г. составила всего 3,41 млн. т, а затем стала вновь увеличиваться.

В 1940 г. в Советском Союзе было добыто 31,1 млн. т нефти, или в 10 раз больше, чем в 1921 г. За годы второй мировой войны добыча нефти в стране значительно сократилась и в 1945 г. составила только 19,4 млн. т.

Наиболее бурно нефтяная и газовая промышленность начала развиваться после окончания Великой Отечественной войны. В 1960 г. СССР занимал второе место в мире по добыче нефти, а в 1974 г. — первое место по добыче нефти, а с 1983 г. — первое место по добыче нефти и газа.

Развитие добычи углеводородного сырья в Советском Союзе характеризуется следующими данными:

Годы	1940	1960	1970	1980	1986
Нефть и газовый конденсат, млн. т	31,1	148	353	603	615
Газ, млрд. м ³	3,2	45,3	198	435	686

§ 2. ОТЕЧЕСТВЕННОЕ БУРОВОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ В ДОВОЕННЫЙ ПЕРИОД

Отечественное буровое машиностроение зародилось в России еще до национализации нефтяной промышленности. Однако в дореволюционный период это были небольшие мастерские по

изготовлению бурового инструмента и частные заводы, выпускавшие тартальные барабаны, примитивную талевую систему, паровые машины. Двигатели внутреннего сгорания покупали за рубежом.

В 1920—1924 гг. с целью выпуска отечественного оборудования для нового в то время вращательного бурения расширяются и переоборудуются старые заводы в Бакинском и Грозненском районах и используются заводы машиностроительных отраслей. Для проектирования оборудования в эти же годы в Баку создается Институт нефтяного оборудования (ИНО), позже в Москве был создан Нефтемашпроект.

Первое советское буровое оборудование, созданное ИНО, изготавливали бакинские и грозненские заводы. К числу этого оборудования относятся: лебедки ЛМ2-2, Л1-4, Л4-760; буровые насосы ИНО, НГ8-16; роторы открытого типа Р700-Ш1, Р700-Ш2; редукторы РД-1, РД-2; гидродинамический тормоз ГТ1-915; талевые системы, рассчитанные на нагрузки 0,75 и 1,3 МН, вертлюги — на нагрузки 0,75; 1,3 и 1,5 МН; индивидуальные роторные приводы (ПИР); превенторы, выдерживающие давление 7,5 МПа; глиномешалки, вибростыга; металлические вышки высотой 41 м; цементировочные агрегаты ЦА-80 и другое оборудование, обеспечивающее бурение скважин до глубины 3000 м. Туапсинский завод выпускал паровые машины для лебедок и паровые прямодействующие насосы.

В 1935—1940 гг. усиливаются работы по созданию новых видов бурового оборудования и инструмента. Создаются и выпускаются шарошечные долота и турбобуры. В Нефтемашпроекте разрабатывается конструкция первого электробура, в Баку проводятся его испытания при бурении скважины глубиной 1450 м. Подольским машиностроительным заводом было начато производство первых установок с дизельным приводом для бурения скважин на глубины 400, 800, 1200 м. Но начавшаяся в 1941 г. война помешала дальнейшему развитию бурового машиностроения.

§ 3. СОЗДАНИЕ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ В ПОСЛЕВОЕННЫЕ ГОДЫ

В 1944 г., когда война приближалась к победному завершению, заказы на изготовление нефтяной техники были размещены более чем на 50 заводах различных отраслей промышленности. Производство комплектных буровых установок в 1944 г. было поручено одному из ведущих заводов страны — Уралмашзаводу. В 1957 г. к выпуску буровых установок был привлечен завод «Баррикады».

Первый комплект бурового оборудования Уралмашзавод выпустил в конце 1944 г., а серийное производство было начато

в 1946 г. Уже в 1947 г. на заводе были созданы производственные мощности для ежегодного выпуска до 300 комплектов бурового оборудования.

В 1951—1954 гг. организован серийный выпуск установок Уралмаш 5Д и Уралмаш 3Д с дизельным, Уралмаш 3Э и Уралмаш 4Э с электрическим приводом для бурения скважин на глубины 3000 и 5000 м. На всех этих установках впервые в СССР было применено пневматическое дистанционное управление. Эти установки сыграли большую роль в развитии нашей нефтяной и газовой промышленности. Уралмаш 3Д и Уралмаш 4Э в течение почти 30 лет составляли основной парк буровых установок Советского Союза. Значительное число этих установок отправлено за рубеж.

Для укомплектования установок вышками, основаниями, укрытиями, оборудованием для приготовления и очистки раствора и т. д. были привлечены заводы Министерства химического и нефтяного машиностроения.

На базе Нефтемашпроекта в Москве создается ЦКБ нефтяного оборудования, впоследствии реорганизованное в Гипронефтемаш, которому была поручена разработка бурового оборудования.

В этот период выпускают многорядные втулочно-роликовые цепи для трансмиссий большой мощности на заводе им. Володарского в г. Ульяновске. Осваивается производство шинно-пневматических муфт. Возобновляются работы над электробурами и начато их промышленное применение. Был организован институт ВНИИбурнефть, в котором сосредоточиваются работы по проектированию буровой техники. Создаются многоступенчатые турбобуры и гамма современных шарошечных долот. Впервые выпускают гидромониторные долота, долота со вставными твердосплавными зубьями и герметизированными опорами, получившие впоследствии широкое применение не только в Советском Союзе, но и во всем мире.

С 1964 г. Уралмашзавод начал выпускать установки для бурения скважин глубиной 3000 и 4000 м (Уралмаш 125БД и Уралмаш 125БЭ) в комплекте с вышками, основаниями, укрытиями и механизмами АСП-3, предназначенными для механизации спуско-подъемных операций. В 1966 г. были начаты работы по созданию и освоению производства новых буровых установок БУ4000, БУ5000 и БУ6500. В 1968 г. завод выпустил две установки БУ8000 с дизель-электрическим и электрическим приводами для бурения скважин на глубину 8000 м. Эти установки успешно прошли промышленные испытания и приняты к серийному производству.

В 1974 г. завод изготовил первый образец уникальной установки для бурения скважин на глубину 15 000 м (БУ15000).

С помощью этой установки в 1984 г. была достигнута самая большая в мире глубина скважины — более 12 тыс. м.

В послевоенный период в СССР широкое распространение получил блочный и крупноблочный методы монтажа бурового оборудования. Крупноблочный метод состоит в том, что буровая установка расчленяется на два-три самостоятельных блока. Обычно один блок называется вышечным (вышечно-лебедочный), второй — силовым и третий — насосным. Каждый из них на специальных тяжеловозах перевозят в собранном виде при помощи 6—12 тракторов на новую точку бурения, отдаленную в некоторых случаях на десятки километров от первой. Такой способ при благоприятном ландшафте местности позволяет резко сократить время на строительные-монтажные работы, однако он не везде применим.

За последние годы созданы конструкции буровых установок разной грузоподъемности, позволяющие перевозить их и монтировать любым из существующих способов (крупными блоками, мелкими блоками и отдельными агрегатами). В 1974—1976 гг. Уралмашзавод выпустил партию таких установок с параметрами по ГОСТ 16293—70 (БУ4000ДГУ, БУ4000ЭУ, БУ5000ДГУ и БУ5000ЭУ).

В 1977 г. были выпущены буровые установки БУ6500 как с дизельным, так и с электрическим приводом. Эти установки предназначены для бурения скважин глубиной до 6500 м и в настоящее время работают на площадях объединения «Грознефть». С 1977 г. завод приступил к производству установок БУ3000ЭУК для кустового бурения скважин глубиной до 3000 м в районах Западной Сибири и выпуску оборудования для морских буровых установок.

С 1958 г. заводом «Баррикады» начат выпуск комплектных буровых установок для бурения скважин на глубину до 2000 м (БУ75БрД и БУ75БрЭ), а с 1966 г. — на глубину до 2500 м (БУ80БрД и БУ80БрЭ-1). С 1976 г. приступили к производству буровых установок БУ2500ДГУ с дизельным и БУ2500ЭУ с электрическим приводом универсальной монтажеспособности, а также установок для кустового бурения.

В 1982 г. были начаты работы по применению в установках для глубин бурения до 4000 м электропривода постоянного тока с использованием тиристорных преобразователей переменного тока в постоянный. Электропривод постоянного тока обеспечивает гибкость характеристик основных исполнительных механизмов, в результате чего увеличивается эффективность бурения. Ввиду того, что ранее тиристорная техника для преобразования тока больших мощностей отсутствовала, этот вид привода использовался только с генераторными станциями постоянного тока в мощных буровых установках для бурения скважин глубиной более 5000 м.

Электропривод постоянного тока с тиристорными преобразователями позволяет решить проблему снабжения энергией буровых в труднодоступных районах и обеспечивает повышение эффективности бурения. В 1983 г. начата модернизация буровых установок Уралмаш — 4Э за счет оснащения основных механизмов тиристорным электроприводом. В 1983 г. на базе ПО «Баррикады» был создан специальный завод буровой техники ВЗБТ, который с 1987 г. начал производство нового поколения буровых установок БУ2500 с тиристорным электроприводом постоянного тока. Этот завод выпускает также оборудование для герметизации устья скважин при бурении как на суше, так и на море.

В 1988 г. на ВЗБТ осваивается производство буровых установок для бурения на небольшие глубины (до 1600 м) взамен устаревших буровых установок БУ75БрД и БУ75БрЭ. ПО «Уралмаш» начат выпуск установок с регулируемым электроприводом для глубин бурения до 5000 м. В этом же году начаты работы по переводу существующего парка буровых установок с нерегулируемым электроприводом на более эффективный регулируемый электропривод.

Оборудование для бурения изготовляют также другие заводы: бакинские (роторы, вертлюги, талевые системы, вышки, буровые основания, циркуляционные системы и др.), «Красный Молот» в Грозном (буровые насосы, цементировочные агрегаты, колонные головки и др.), Хадыженский (циркуляционные системы), Пермский горно-шахтного оборудования (тяжеловозы, гусеничные тележки), Ижевский механический (ключи для труб АКБ-3М).

Изменение параметров установок за последние 40 лет показано ниже.

Годы	1945	1985
Нагрузка на крюке, МН . . .	1,3	6,3
Глубина бурения, м	3000	15 000
Мощность привода, кВт . . .	450	3000
Мощность насоса, кВт	220	1200
Давление насоса, МПа	10	40

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

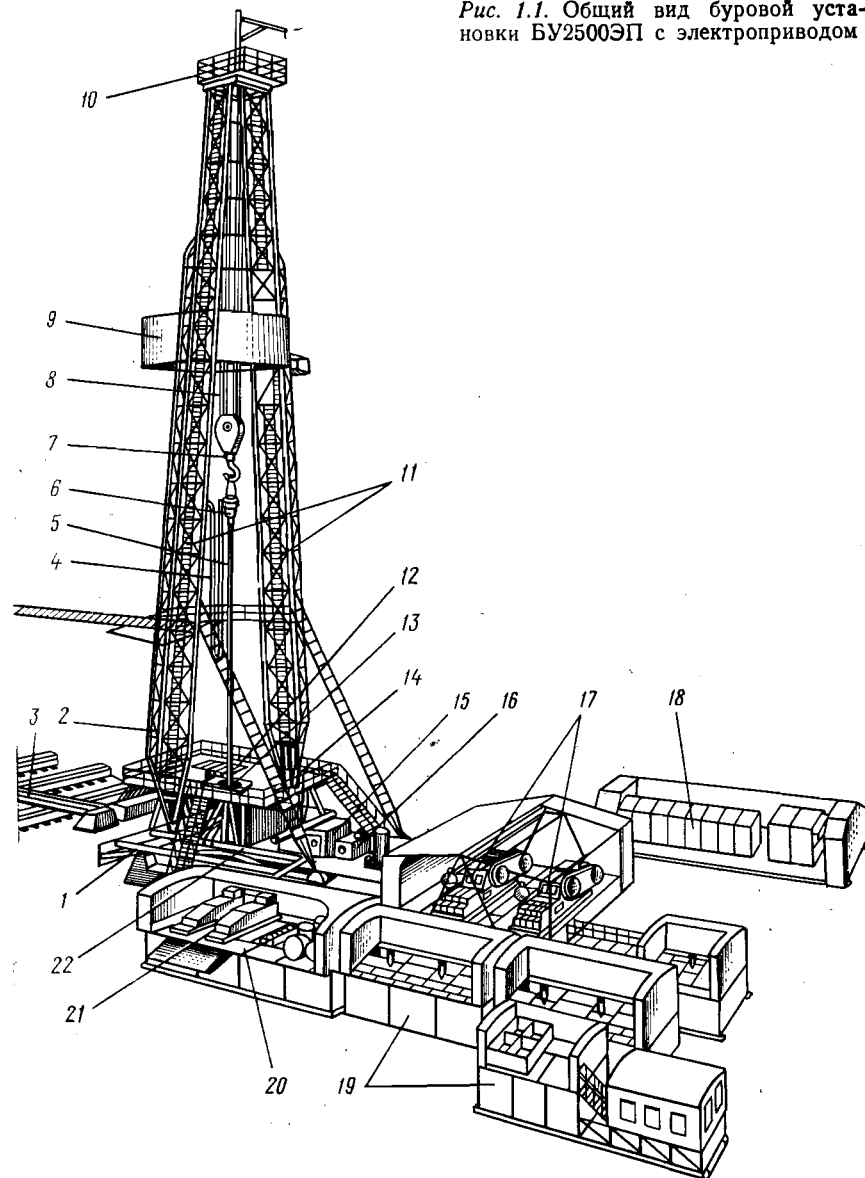
Бурение скважин представляет собой совокупность взаимосвязанных последовательных процессов: спуск долота в скважину на бурильных трубах; разрушение долотом горной породы на забое при одновременном подъеме ее на поверхность буровым раствором, закачиваемым через бурильные трубы в скважину; подъем долота после его сработки для замены новым. После спуска в скважину бурильной колонны с новым долотом процесс продолжается в той же последовательности, пока не будет достигнута проектная глубина скважины. В процессе бурения по мере необходимости для укрепления стенок скважины спускают обсадные трубы (колонны), а перед сдачей скважины в эксплуатацию — эксплуатационную колонну.

Все операции при бурении осуществляются с помощью буровых установок. Последние используют также для ловильных работ и ликвидации осложнений, исследований скважин, а в ряде случаев для испытаний (опробований) скважин перед сдачей их в эксплуатацию.

На рис. 1.1 показан общий вид буровой установки БУ2500ЭП, выпускаемой ВЗБТ, смонтированной на металлических основаниях, являющихся как бы каркасом всей установки, в которую входят: буровая вышка 2, устанавливаемая над устьем скважины и предназначенная для выполнения спуско-подъемных операций (СПО) и удержания бурильной колонны 5 при бурении или обсадных труб при креплении скважины. В средней части вышки смонтирован балкон 9 с магазином для размещения верхних концов свечей, а внутри ее ног — лестницы 11 для подъема персонала на балкон и площадку кронблока.

Основание 1 предназначено для установки и закрепления на нем вышки 2, вспомогательной лебедки 14, ротора 13, пульта управления установкой, бурового ключа АКБ-3М, механизма крепления неподвижного конца талевого каната, а также подсвечников 12 для размещения бурильных труб (свечей) при спуско-подъемных операциях. На основание укладывается деревянный или металлический (из рифленого железа) пол. На отдельном основании располагают силовой привод 16, буровую лебедку 15 и компрессорную установку. Буровые насосы 17 и их привод находятся на специальном основании. Приемные мостки и стеллажи 3 предназначены для укладки бурильных и

Рис. 1.1. Общий вид буровой установки БУ2500ЭП с электроприводом



обсадных труб, а по наклонным мосткам затаскивают в буровую трубы, оборудование и инструмент. Для защиты рабочих и оборудования от атмосферных осадков, солнечных лучей, непогоды и холода используются укрытия различных конструкций и размеров.

Буровая лебедка 15 — один из основных агрегатов в комплекте буровой установки. Она предназначена для спуско-подъемных операций, удержания бурильных труб, спущенных в скважину в процессе бурения, и проведения других операций.

Талевая система состоит из кронблока 10, установленного на верхней площадке вышки, крюкоблока 7, подвешенного с помощью стального каната 8, и приспособления для крепления неподвижного конца талевого каната. В ряде конструкций талевый блок и крюк представляют собой отдельные механизмы. Система представляет собой полиспаг, кронблок которого является неподвижной частью, талевый блок и крюк составляют ее подвижную часть, а канат — гибкая связь между ними. Один конец каната — подвижный (ходовой) закрепляется на барабанах буровой лебедки. Другой конец — неподвижный — закрепляется при помощи приспособления, установленного на полу или под полом основания вышки. Применение талевой системы в буровых установках позволяет снизить усилие на подвижном конце каната, в результате чего возможно значительное уменьшение его диаметра. С помощью талевой системы поднимают тяжелые бурильные и обсадные колонны массой до нескольких сотен тонн.

Вертлюг 6 имеет двойное назначение: 1) удерживать колонну бурильных труб, спущенных в скважину, в подвешенном состоянии и давать возможность ей свободно вращаться вокруг своей оси в процессе бурения роторным способом; 2) обеспечивать подачу бурового раствора под давлением в бурильные трубы как при спокойном их положении, так и при вращении.

Ротор 13 устанавливается над устьем скважины. При роторном бурении с помощью ведущей (квадратной) трубы он вращает бурильную колонну с долотом. Стол ротора приводится во вращение при помощи цепной или карданной передачи. В отдельных случаях вращение его осуществляется с помощью индивидуального привода (ПИР).

При бурении забойными двигателями ротор препятствует вращению бурильных труб против часовой стрелки от действия реактивных моментов, возникающих на забое скважины при вращении долота.

При спуско-подъемных операциях на стол ротора устанавливают всю спущенную в скважину колонну бурильных или обсадных труб в процессе их развинчивания и свинчивания.

Буровые насосы 17 — один из главных видов оборудования, входящего в состав любой буровой установки. От правильно подобранных насосов, их надежности и долговечности во многом зависит успех вращательного бурения. Они предназначены для закачивания бурового раствора в скважину. Давление, при котором работают насосы, зависит от глубины скважины, количества закачиваемого раствора, его вязкости и плотности, диамет-

ра скважины и бурильных труб, диаметра отверстий в долоте. С целью увеличения производительности вращательного бурения систематически повышают мощность буровых насосов.

Буровой раствор из приемных резервуаров 19 и 20 самотеком или с помощью подпорного насоса подается в буровые насосы, которые нагнетают его через манифольд, стояк, буровой шланг 4 в горловину вертлюга 6 и далее в ведущую трубу, бурильные трубы 5, и через отверстия в долоте раствор выходит на забой — в зону разрушения породы. От забоя поток раствора, насыщенный выбуренной породой, по кольцевому пространству между стенками скважины и бурильными трубами поднимается к устью, затем попадает в сливную линию 22 (желоба) и механизмы 21, предназначенные для очистки от выбуренной породы и восстановления его качества, а затем снова направляется в приемные резервуары 20. Таким образом, с помощью буровых насосов создается замкнутая циркуляция бурового раствора при бурении скважин. Обычно устанавливают два насоса. Однако когда это требуется, число насосов увеличивают до трех.

Силовые приводы 16 существуют двух типов — дизельный и электрический. Наиболее экономичен электрический привод с регулируемыми двигателями постоянного тока. Разведочные буровые, расположенные на большом расстоянии от источников электрической энергии (иногда многие десятки километров), используют автономный дизельный привод¹.

В приводе лебедок 15 применяют коробки перемены передач (КПП). При их использовании можно ступенчато изменять частоту вращения ведомого вала и, как следствие этого, более рационально использовать мощность силового привода. Редукторы, понижающие частоту вращения, устанавливают в силовом приводе между дизелями и трансмиссиями, в приводе лебедки и ротора.

Оборудование для приготовления и очистки бурового раствора 20 и 21 предназначено для создания циркуляции раствора на поверхности, а главное для приготовления раствора необходимого качества, его утяжеления, очистки от выбуренной породы и дегазации. Таким образом, это оборудование можно разделить на две группы: для очистки раствора и для поддержания его свойств.

Высокое качество раствора и соответствие его параметров условиям бурения имеют большое значение. При наличии в растворе значительного количества твердой фазы срок службы клапанно-поршневой группы насосов, турбобуров и инструмента, особенно при высоких давлениях, сильно снижается. В связи

¹ На предприятиях Мингазпрома работает несколько установок с газотурбинным приводом.

с внедрением новых быстроходных трехпоршневых насосов очистка растворов приобретает еще большее значение.

В комплект буровых установок входят также станция управления 18, компрессоры, передвижные электростанции, грузовой кран для механизации погрузки и разгрузки бурильных и обсадных труб и другие оборудование и механизмы.

Состав комплекта установки, ее габариты, масса, способ транспортировки и монтажа зависят от назначения и проектной глубины скважины, способа разрушения породы на забое, типа приводов и ряда других условий, в том числе климатических и дорожных. Конструкция оборудования и сооружений буровой установки должна предусматривать возможность применения как дизельного, так и электрического привода, а также использования установок в различных геологических и природно-климатических условиях.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К БУРОВЫМ УСТАНОВКАМ

Высокая эффективность бурения скважин может быть достигнута, если качество буровой установки отвечает определенным требованиям. Под качеством буровой установки следует понимать степень удовлетворения ею всех требований проводки скважин, монтажа и демонтажа установки, транспортировки ее с точки на точку бурения, сохранности в периоды ожидания бурения, безопасности обслуживания во всех фазах использования, надежности и соответствия требованиям защиты окружающей среды.

Надежность — свойство объекта (буровой установки, ее любого агрегата или элемента) выполнять необходимую задачу сохранения во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, транспортировки и хранения. Надежность — комплексное свойство, которое в зависимости от объекта и условий его эксплуатации может характеризоваться: долговечностью, безотказностью, ремонтпригодностью, готовностью к работе, способностью монтажа-демонтажа, транспортабельностью, безопасностью и сохранностью во всех фазах ее использования.

Долговечность — свойство объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонтов.

Наработка — продолжительность или объем работы объекта.

Безотказность называется свойство объекта непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого времени или некоторой наработки в определенных условиях эксплуатации.

Ремонтпригодность объекта называется его приспособленность к предупреждению и обнаружению причин возникновения его отказов и повреждений, устранению их последствий

путем проведения технического обслуживания и ремонтов, которые характеризуются затратами труда, времени и средств.

Буровая установка должна обеспечивать сохранность окружающей среды от загрязнения и порчи как в процессе бурения, так и при монтаже-демонтаже и транспортировках, а также сохранность земных недр.

При проводке скважины с помощью буровой установки выполняют следующие операции.

В процессе углубления скважины:

закачивание в колонну бурильных труб необходимого количества бурового раствора для подвода к долоту необходимой гидравлической мощности, обеспечения очистки забоя и выноса выбуренной породы на поверхность;

обеспечение реализации на буровом инструменте (долоте) требуемых параметров — нагрузки и частоты вращения — и регулирование их в зависимости от геологических условий и технологии бурения;

восстановление циркуляции раствора в скважине после остановки бурения для наращивания колонны бурильных труб или в случаях осложнений в стволе скважины (образование сальников, обвалы стенок скважины, аварии и др.);

очистка бурового раствора от выбуренной породы и газа, восстановление его параметров, поддержание качества бурового раствора в процессе бурения и приготовления новых растворов;

обеспечение хранения резервного объема готового бурового раствора;

наращивание бурильной колонны;

обеспечение герметизации устья скважины при бурении под давлением или в случаях проявлений (внезапное повышение давления в скважине вследствие вскрытия пластов с высоким давлением).

В процессе СПО:

спуск бурильных и обсадных труб, свинчивание их и крепление с контролируемым крутящим моментом;

подъем бурильных труб, их раскрепление, развинчивание и установка в магазин (подсвечник);

регулирование скорости спуска и подъема колонн и остановка их в любом положении по высоте вышки.

В случаях осложнений и аварий:

полное отключение всех источников искрообразования при газопроявлениях в скважине;

обеспечение натяжения бурильной колонны при ее прихвате с усилием, достигающим разрывной прочности труб, для освобождения колонны;

создание крутящего момента на бурильной колонне для освобождения ее при аварии.

§ 3. КЛАССИФИКАЦИЯ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

Классы буровых установок определены ГОСТ и 16293—82 и СТ СЭВ 2446—80 «Установки буровые комплектные для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения» (табл. I.1). Этот документ определяет основные параметры современных буровых установок. От рациональности входящих в него параметров в значительной степени зависит соответствие вновь создаваемых установок современным требованиям бурения.

Параметр «допускаемая нагрузка на крюке» характеризует способность подъемного механизма установки, состоящего из буровой лебедки с приводом, талевого системы и вышки с основанием, воспринимать все виды вертикальных нагрузок от веса буровой колонны, находящейся в скважине, обсадных труб, спускаемых в скважину, а также нагрузки, возникающие при ликвидации аварий и осложнений в скважине.

Параметр «глубина бурения» — условный, потому что он относится к буровой колонне из труб, 1 м которых весит 300 Н. Глубина бурения скважины в каждом конкретном случае может быть уменьшена или увеличена по сравнению с «условной глубиной» в зависимости от типа и веса буровых труб и компоновки буровой колонны. ГОСТ 16293—82 допускает увеличивать нагрузку на крюке от веса буровой колонны до 0,6 допускаемой нагрузки. На морские комплексы этот ГОСТ не распространяется.

Заводы, выпускающие буровое оборудование, специализированы. Так, ВЗБТ специализируется на производстве установок классов 1—4 для бурения скважин глубиной от 800 до 2500 м, а ПО «Уралмаш» — классов 5—11 для глубин бурения от 3200 до 12 500 м.

Буровая установка для глубины бурения до 2500 м с дизель-гидравлическим приводом универсальной монтажеспособности шифруется как БУ2500ДГУ, где Б — буровая; У — установка; 2500 — условная глубина бурения в м; Д — дизельная; Г — с гидропередачей в трансмиссии; У — универсальной монтажеспособности.

Если в шифрах после цифры стоят буквы ДЭ, это значит, что установка с дизель-электрическим приводом, т. е. с автономной электрогенераторной станцией постоянного тока. Если стоят буквы ЭП, это значит, что установка с электроприводом постоянного тока с питанием от сетей переменного тока с тиристорными выпрямителями. Если в шифре после цифры стоит одна буква Э, это указывает, что установка имеет привод от электродвигателей переменного тока.

Буровая установка для глубин 3000 м и кустового бурения скважин с электроприводом от переменного тока шифруется как БУ3000ЭУК. Последние буквы после цифры означают:

Э — электропривод переменного тока; У — универсальная монтажеспособность; К — для кустового бурения.

Шифры установок, работающих на промыслах, приведены в табл. I.2.

§ 4. УСТАНОВКИ ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН ГЛУБИНОЙ 1000—5000 м

Время, затрачиваемое на бурение скважин этих глубин, колеблется в широких пределах: от 5—10 дней до 5—6 мес, а иногда и более. Эти установки применяют для бурения в самых различных условиях.

В связи с большим разнообразием климатических и дорожных условий, с которыми приходится считаться при транспортировании и монтаже бурового оборудования, возникла необходимость создания установок, которые можно было бы перевозить с точки на точку любым из трех существующих способов: крупными блоками, мелкими блоками и агрегатами универсальным транспортом. Это позволило избавиться от разработки оснований различных конструкций для отдельных районов. Такой принцип исполнения касается главным образом установок классов 1—7, при использовании которых бурение скважин занимает сравнительно немного времени и сокращение времени монтажа имеет существенное значение.

Проиллюстрируем преимущества установок универсальной монтажеспособности по цикловой скорости бурения скважин

$$T_{ц} = 30L/T_{с},$$

где $T_{ц}$ — цикловая скорость бурения, м/ст.-мес; 30 — число дней в месяце; L — глубина скважины, м; $T_{с}$ — время сооружения скважины, дни.

Примем, что время на сооружение скважины с использованием обычной буровой установки (например, БУ3000БД) занимает $T_{с1} = 155$ дней, в том числе: перевозка и монтаж оборудования 25 дней, бурение скважины 120 дней, демонтаж установки 10 дней. На строительство аналогичной скважины с использованием установки универсальной монтажеспособности при всех прочих равных условиях время на транспортировку, монтаж и демонтаж сократится с 35 дней до 13 и время ее строительства $T_{с2}$ составит 133 дня (цифры здесь условные, но сопоставимые).

Тогда цикловая скорость бурения в первом случае

$$T_{ц1} = 30 \cdot 3000 / 155 = 580 \text{ м/ст.-мес};$$

а во втором случае

$$T_{ц2} = 30 \cdot 3000 / 133 = 678 \text{ м/ст.-мес, т. е. на } 17\% \text{ больше.}$$

Т а б л и ц а I.1
Комплексные буровые установки для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения

Параметры	Класс буровых установок										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000
Условная глубина бурения, м	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6500	8000	10 000	12 500
Наибольшая оснастка талевого системы		4×5			5×6		6×7			7×8	
Диаметр талевого каната, мм	22; 25	22; 25; 28		25; 28	28; 32		32; 35		35; 38	38; 42	42; 44
Скорость подъема крюка при расхаживании колонн (ликвидации аварий), м/с	0,1—0,25										
Скорость установившегося движения при подъеме элеватора (без нагрузки), м/с, не менее	1,5					1,6					
Расчетная мощность, развиваемая приводом на входном валу подъемного агрегата, кВт	200—240	240—300	300—440	440—550	550—670	670—900	900—1100	1100—1500	1500—2200		
Диаметр отверстия в столе ротора, мм, не менее	460		560			700			950		
Расчетная мощность привода ротора, кВт, не более	180				370			440	550		
Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора, кН	2000		3200				4000	5000	6300	8000	
Момент, передаваемый столом ротора, кН·м, не более	30		50					80	120	180	
Число основных буровых насосов, не менее	1				2						3
Расчетная мощность бурового насоса, кВт, не менее	375	375/475	600		600/750	750	750/950	950	1180		
Наибольшее давление на выходе насоса (в манифольде), МПа	20; 21	20	21; 25	25	32	25; 32; 35	25; 32	25; 32; 35	32; 40	40	40; 105
Номинальная длина свечи, м	18		18; 25; 27					25; 27; 36			27; 36
Высота основания (отметка пола буровой), м, не менее	3	5	5,5		6			8		9	

Примечания. 1. В числителе приведены значения для установок на постоянной транспортной базе, в знаменателе — для стационарных установок.

2. Условная глубина бурения принята при массе 1 м буровой колонны 30 кг.

3. Допускается увеличивать нагрузку на крюке от массы буровой колонны до 0,6 допускаемой нагрузки на крюке.

4. Глубина бурения может отличаться от указанной в таблице при не выполнении п. 2 настоящего примечания.

5. Площадь подсвечника (вместимость магазинов) для буровых свечей должна обеспечивать размещение буровой колонны длиной не менее 1,25 условной глубины бурения.

Таблица 1.2
Шифры буровых установок

Классы установок				
2	3	4	5	6
Условная глубина				
1600	2000	2500	3200	4000
ВЗБТ		ПО «Уралмаш»		
БУ1600Э 1988	БУ75БрЭ-70 1970	БУ80БрД 1966	БУ3000БД 1966	Уралмаш ЗД-76(5×6) 1976
БУ1600ДГ 1988	БУ75Бр-70 1970	БУ80БрЭ-1 1966	БУ3000ЭУ 1974	Уралмаш 4Э-76(5×6) 1976
		БУ2500ЭУ 1978	БУ3000ЭУК 1978	
		БУ2500ДГУ 1978		БУ4000Д-1 1983
		БУ25000ЭУК 1985		
		БУ2500ЭП 1987		БУ4000Э-1 1983
		БУ2500ДЭП-1 1988		

Примечания. 1. В числителе указан заводской шифр буровой установки, в 2. (5×6) и (6×7) — оснастка талевого системы.

Из этого можно сделать вывод, что чем меньше времени затрачивается на само бурение, тем эффективнее применение установок с универсальной конструкцией оснований. Там, где скважина бурится 1—2 года, применение установок такого типа нецелесообразно.

Первые установки универсальной монтажеспособности были выпущены Уралмашзаводом в 1974 г. Несколько позже там же были выпущены опытные установки БУ5000ДГУ и БУ5000ЭУ. В 1978 г. ВЗБТ выпустил аналогичные установки БУ2500ЭУ и БУ2500ДГУ.

Установки с дизельным приводом

В Советском Союзе более 50% всех установок работает с дизельным приводом. Такие установки используют для бурения разведочных и эксплуатационных скважин самых различных глубин в районах, где нет электроэнергии. За послевоенные годы технический уровень силовых приводов буровых установок

по ГОСТ 16293—82				
7	8	9	10	11
бурения, м				
5000	6500	8000	10 000	12 500
ПО «Уралмаш»				
Уралмаш ЗД-86(6×7) 1986	БУ6500ДГ 1984			БУ15000ДЭ 1976
	БУ6500Э 1982			
БУ5000ДГУ-1 1985	БУ6500ЭР 1987			
БУ5000ЭУ-1 1986				
БУ4000Д-1(6×7) 1985				
БУ4000Э-1(6×7) 1985				
БУ5000ЭР 1987				

знаменателе год начала серийного выпуска или модернизации.

значительно возрос. Увеличились их надежность и мощность. Если максимальная мощность дизелей, применяемых в бурении до 1943 г., не превышала 150 кВт, то в настоящее время максимальная мощность дизелей в групповых силовых приводах составляет 900 кВт или в 6 раз больше. Увеличилось и число дизелей в приводе (до трех-четырех).

Для бурения неглубоких скважин (до 1600 м) или более глубоких, но в легкобуримых породах не требуется регулирования в широком диапазоне характеристик исполнительных механизмов. В буровых установках для таких условий обычно применяют дизельный привод с простой механической трансмиссией. Для бурения скважин глубиной 2000—5000 м более эффективен регулируемый дизельный привод с гидромеханической трансмиссией.

Так, ВЗБТ для дизельных буровых установок БУ2500ДГУ использует силовые агрегаты, в которых дизель и турботрансформатор представляют собой одну сборку. Для буровых установок БУ5000ДГУ-1 и БУ6500ДГ применяют дизель-гидравли-

ческие агрегаты, но большей мощности с числом агрегатов до четырех. Многодизельный привод значительно усложняет конструкцию суммирующей трансмиссии, ее монтаж и транспортировку.

Для освещения и питания электроэнергией мелких двигателей, приводящих в работу механизм приготовления и очистки буровых растворов, центробежные насосы, компрессор пневмосистемы, каждая буровая установка укомплектована двумя электростанциями переменного тока мощностью 100—200 кВт (в зависимости от класса установки). Такие станции, как правило, устанавливаются в силовом отделении, и они обслуживаются дизелистами.

Рассмотрим отдельные типовые конструкции современных буровых установок с дизельным приводом.

Установка БУ2500ДГУ, серийный выпуск которой был начат на ВЗБТ в 1978 г. на базе ранее выпускавшейся установки БУ80БрД, имеет автономный дизель-гидравлический привод, универсальную монтажеспособность, обеспечивает большую гибкость характеристик и широкий диапазон регулирования основных исполнительных механизмов и высокую эффективность бурения нефтяных и газовых скважин различной конструкции в разнообразных геологических и климатических условиях.

Высокая грузоподъемность установки (160 т) при восьмиструнной оснастке талевого системы позволяет эффективно вести СПО и ликвидировать затяжки бурильной колонны и осложнения в стволе скважины без дополнительных средств.

На рис. 1.2 показано расположение оборудования установки БУ2500ДГУ. Групповой дизель-гидравлический привод состоит из трех силовых агрегатов САТ-450 с дизелями типа В2-450 мощностью 330 кВт. Мощность от дизелей через турботрансформаторы ТТК-1, карданные валы и шинно-пневматические муфты МШ-500 передается на цепной суммирующий редуктор.

Мощность с крайних валов суммирующего редуктора отбирается для следующих агрегатов: КПП привода лебедки и ротора, двум насосам и компрессору КТ-6. При необходимости мощность может передаваться одновременно как лебедке и ротору, так и насосам. Эти операции осуществляются путем включения необходимых шинно-пневматических муфт.

Установка укомплектована основаниями, укрытиями и всем необходимым оборудованием. Общая масса ее 380 т.

Установка БУ5000ДГУ-1 предназначена для бурения скважин до глубины 5000 м как роторным, так и турбинным способом. Установка отличается легкостью управления и обслуживания, универсальностью монтажа и транспортировки. Она состоит из трех основных блоков: вышечно-лебедочного, силового и насосного и ряда мелких блоков: мостков, консольно-поворот-

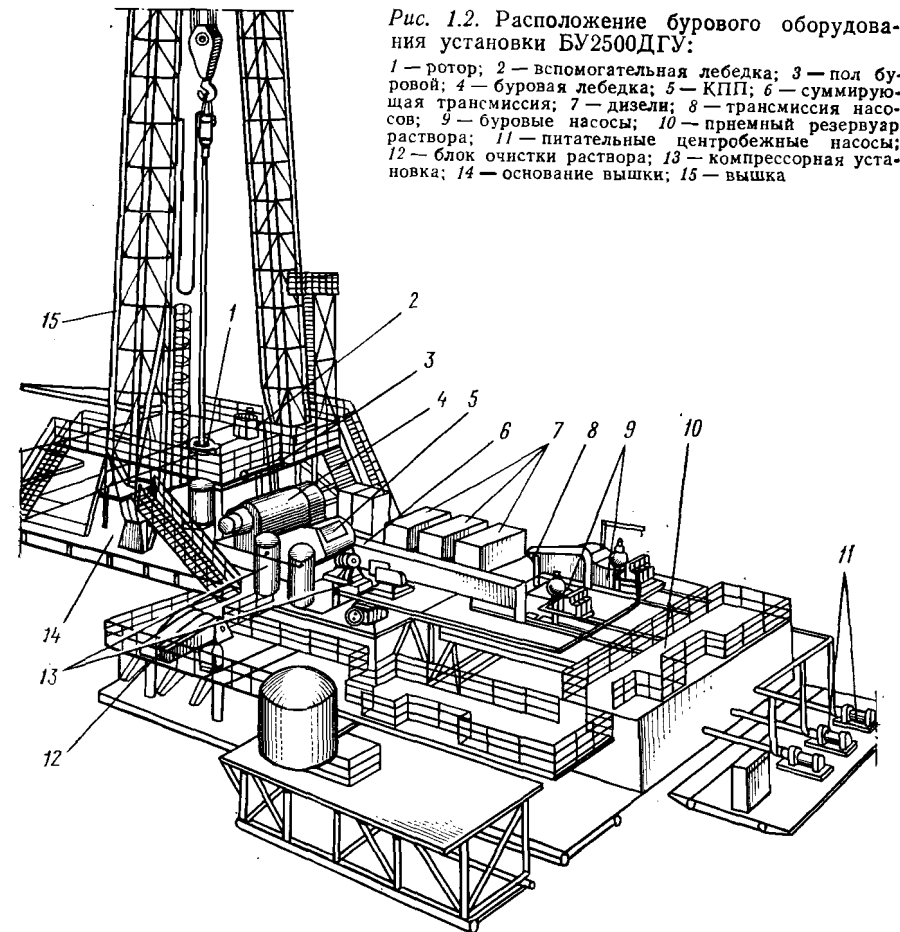


Рис. 1.2. Расположение бурового оборудования установки БУ2500ДГУ:

1 — ротор; 2 — вспомогательная лебедка; 3 — пол буровой; 4 — буровая лебедка; 5 — КПП; 6 — суммирующая трансмиссия; 7 — дизели; 8 — трансмиссия насосов; 9 — буровые насосы; 10 — приемный резервуар раствора; 11 — питательные центробежные насосы; 12 — блок очистки раствора; 13 — компрессорная установка; 14 — основание вышки; 15 — вышка

ного крана, электроблока, дизель-электростанции, циркуляционной системы, топливоустановки.

Расположение основного оборудования этой установки аналогично описанному выше (установка БУ2500ДГУ). Кинематическая схема ее (рис. 1.3) несколько отлична. Так, барабанный вал лебедки 3 вращается от КПП 6 не одной, а двумя цепными трансмиссиями. Ротор 1 приводится во вращение от КПП цепной трансмиссией 2 через барабанный вал лебедки и далее через два конических зубчатых редуктора и карданный вал. Такое решение продиктовано разными уровнями расположения ротора и лебедки.

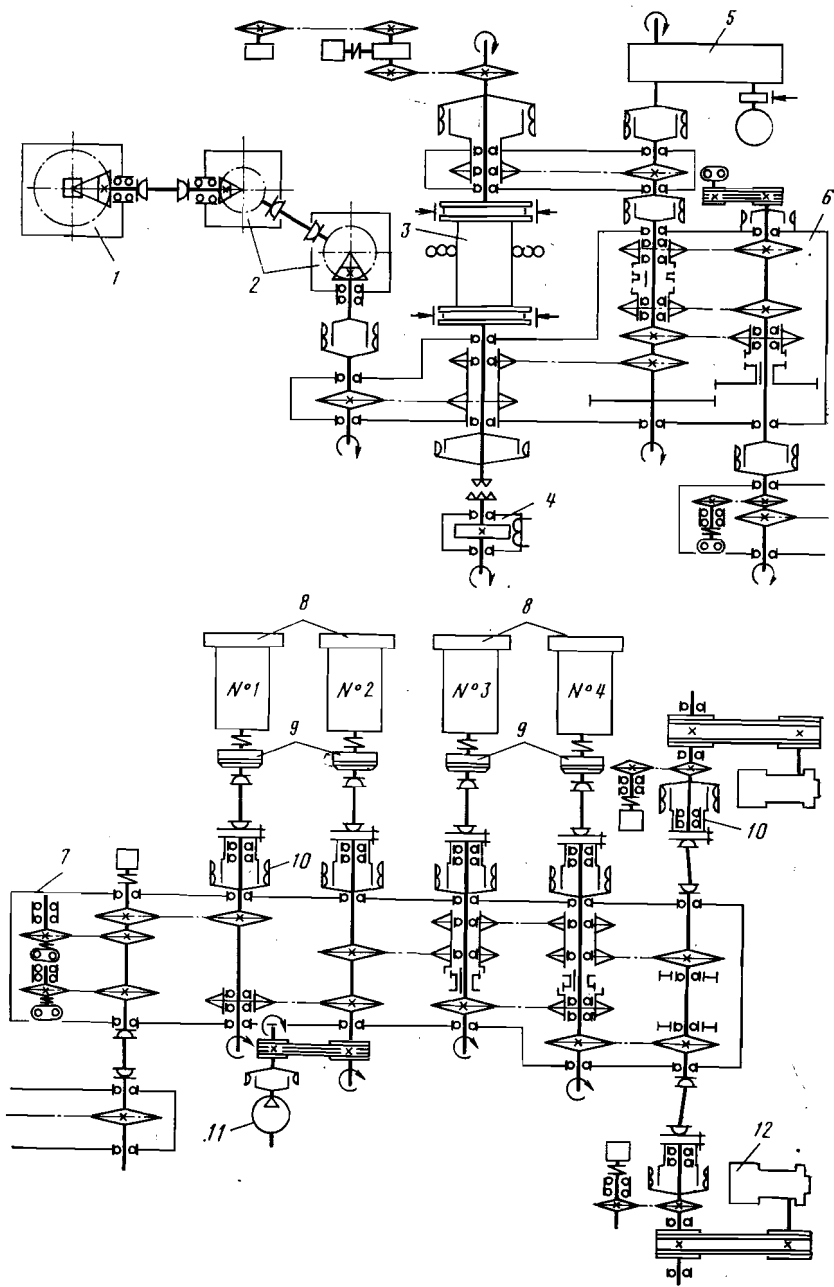


Рис. 1.3. Кинематическая схема установки БУ5000ДГУ-1

Вспомогательный тормоз 4 соединяется с подъемным валом лебедки зубчатой муфтой; а регулятор подачи РПДЭ-3 5 — шинно-пневматической муфтой с вторичным валом КПП.

Групповой дизель-гидравлический привод оснащен четырьмя силовыми агрегатами СА-10 с дизелями 6ЧН 21/21 8 мощностью 463 кВт каждый. Мощность от дизелей так же, как и в установке БУ 2500ДГУ, через турботрансформаторы ТТК-745 9, карданные валы и шинно-пневматические муфты ШПМ-700 10 передается на цепной суммирующий редуктор 7. При бурении скважин до 4000 м допустимая нагрузка на крюке изменяется с 3,2 на 2,5 МН за счет применения талевой оснастки с различным числом ветвей — 12 и 10.

В установке используется буровая лебедка ЛБУ-1100М1 3, буровой насос У8-6МА2 12 и компрессор К-5М 11.

Вышечно-лебедочный блок — наиболее тяжелый. На нем установлены буровая вышка с комплексом механизмов АСП-3М4, ротор, основная и вспомогательная лебедки, буровой ключ, механизм для крепления неподвижного конца каната, портал для подъема вышки в вертикальное положение. Наличие комплекса АСП-3М4 снижает время на спуско-подъемные операции в среднем на 35%. Отметка пола буровой составляет 6,2 м. Буровая лебедка расположена на отметке 1,9 м, вышка крепится к основанию на отметке 3 м. Масса установки составляет 572 т.

Установки с электрическим приводом

Установки с электрическим приводом широко распространены при бурении эксплуатационных скважин глубиной до 5000 м в районах, имеющих источники энергоснабжения. Наличие промышленных сетей переменного тока проще решает проблему электроснабжения буровых.

Установки с электрическим приводом отличаются от установок с дизельным приводом того же класса только самим приводом. Остальное оборудование как главное (лебедка, насосы, ротор, вертлюг, талевая система, вышка), так и вспомогательное одинаковое. Следует отметить, что установки с дизельным приводом используют для бурения в основном разведочных скважин, где приходится устанавливать дополнительные резервуары для бурового раствора, а иногда и третий насос, поэтому масса их при сопоставлении с аналогичными установками с электрическим приводом больше.

До 1987 г. в Советском Союзе для бурения скважин глубиной до 5000 м применяли установки только с дизельным и нерегулируемым электроприводом переменного тока, с приводом от асинхронных и синхронных электродвигателей. Хотя при использовании нерегулируемого привода снижается эффективность бу-

рения, однако с этим приходилось мириться вследствие простоты энергоснабжения, снижения на 15—20% массы установок, а также стоимости монтажа и транспортировки. Обслуживать установки с электрическим приводом проще, в результате чего численность персонала на этих установках на 4—8 человек меньше.

В 80-х годах в связи с развитием тиристорной техники и созданием тиристорных преобразователей переменного тока в постоянный большой мощности (до 1000 кВт и более) появилась возможность применения регулируемого электропривода в буровых установках с питанием электроэнергией от промышленных сетей переменного тока при бурении не только глубоких скважин, но и скважин небольших глубин. Испытания показали, что эти установки более эффективны и надежны в сопоставимых условиях, чем с нерегулируемым электроприводом переменного тока.

Рассмотрим конструкции некоторых типовых буровых установок с электроприводом.

Установка БУ1600ЭУ с регулируемым электроприводом переменного тока разработана ВЗБТ. Она предназначена для бурения эксплуатационных скважин глубиной 1600 м при весе 1 м бурильных труб 300 Н.

Установка (рис. 1.4) состоит из вышечного, лебедочного, насосного, компрессорного блоков, циркуляционной системы и стеллажей для труб 1. Основание вышечного блока служит для установки на нем мачты 2 (со стояком и гибким шлангом 3, вертлюгом 4, крюкоблоком 5, талевым канатом 6, балконом 7 и лестницами 8), ротора 11 и пакетов 10 свечей или обсадных труб. Буровая лебедка 12 с коробкой передач 13, электродвигателем 14 привода и шкафами управления расположены на отдельном основании 15.

На основании насосного блока 17 находятся два насоса НБТ-375 20 с регулируемыми электродвигателями 19 и станциями их управления 18.

Компрессорная станция 16 и циркуляционная система 21 с оборудованием для очистки и приготовления бурового раствора представляют собой отдельные блоки.

Все основное и вспомогательное оборудование смонтировано на металлических основаниях, что позволяет перевозить установку с точки на точку в собранном виде на колесных или гусеничных тележках. Это значительно сокращает сроки монтажа и демонтажа установки. Крепления блоков между собой, элементов манифольда, трубопроводов на блоках и в местах стыковки имеют быстроразъемные соединения и компенсаторы длины. В отдельных случаях установка может разбираться и перевозиться универсальным транспортом.

Рис. 1.4. Буровая установка БУ1600ЭУ

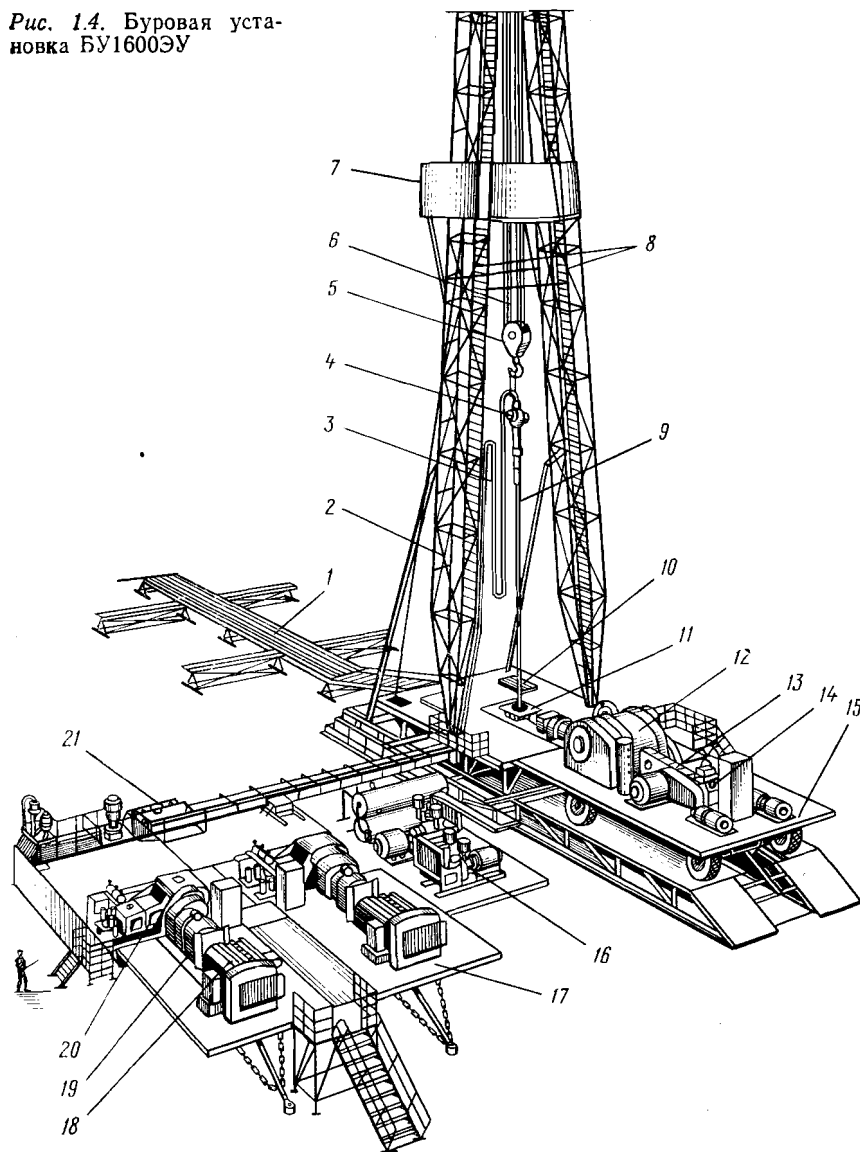


Схема установки обеспечивает простоту конструкции и оперативность управления механизмами. В соответствии с принятой схемой лебедка и ротор приводятся в движение от одного электродвигателя мощностью 300 кВт с частотой вращения 750 об/мин через фрикционную муфту МШ и цепную коробку передач. При отключении электроэнергии бурильные трубы 9

на безопасную высоту можно поднимать при помощи аварийного вспомогательного привода, работающего от электростанции установки.

Лебедка и ротор имеют шесть прямых и обратных скоростей от основного и вспомогательного приводов. Скорости лебедки изменяются путем переключения муфты МШ в коробке перемены передач. Барабан лебедки включается с помощью сдвоенной муфты МШ, расположенной с противоположной стороны от пульта бурильщика. Вспомогательный тормоз включается кулачковой муфтой. Буровые насосы, компрессоры, вибросита, вспомогательная лебедка, шламовые насосы имеют самостоятельные индивидуальные приводы. Масса всей установки 185 т.

Установки БУ2500ЭП и БУ2500ДЭП-1 отличаются от ранее выпускаемых ВЗБТ буровых установок БУ2500ЭУ тем, что привод основных исполнительных механизмов (лебедки, насосов и ротора) осуществляется от регулируемых электродвигателей постоянного тока вместо нерегулируемых электродвигателей переменного тока. Питание двигателей постоянным током в установке БУ2500ЭП осуществляется от промышленных сетей переменного тока через тиристорные устройства, преобразующие его в постоянный.

Буровые установки БУ2500ДЭП-1 предназначены для работы в неэлектрофицированных районах, где нет сетей переменного тока. Установка снабжена дизель-электрической станцией переменного тока, поэтому одна и та же установка может быть автономной и неавтономной и работать в любых условиях. Внешний вид буровой установки БУ2500ЭП показан на рис. 1.1.

Установка состоит из вышечного, лебедочного, насосного, компрессорного, тиристорного блоков и циркуляционной системы. Основание вышечного блока предназначено для установки на нем вышки, ротора, вспомогательной лебедки, ключа АКБ-3М2, приспособления для крепления и перепуска неподвижного конца талевого каната и свечей.

Насосный блок включает в себя два насоса НБТ-600, электродвигатели для привода насосов и станции управления электродвигателями.

В лебедочный блок входят буровая лебедка с электродвигателями привода, компрессорная станция с воздухоосушителем и воздухосорбниками. Компрессоры предназначены для получения сжатого воздуха и передачи его по трубопроводам в систему пневматического управления буровой установки. Таким образом, основное и вспомогательное оборудование буровой установки расположено на металлических основаниях и перевозится с точки на точку в собранном виде на специальных гусеничных тяжеловозах, что в значительной степени сокращает сроки монтажа установки.

Электрооборудование основных исполнительных механизмов состоит из трех электродвигателей постоянного тока МПЭ-500-500 мощностью 500 кВт каждый для привода лебедки и насосов, электродвигателя Д816 привода ротора, преобразовательного ТСЗП-2500 и силового ТМБ 400/6 трансформаторов, комплексного тиристорного устройства, высоковольтной ячейки КРУЭПЭ-6П, пульта управления бурильщика, трех шкафов управления вспомогательными механизмами, электродвигателя вспомогательного привода 2ПН225МГ, аварийного дизель-электрического агрегата АСДА-200, двух дизель-электрических агрегатов по 1000 кВт, генераторной станции переменного тока (только для БУ2500ДЭП-1) и сопротивлений для динамического торможения при спуске колонн труб.

Применение в приводе исполнительных механизмов электродвигателей постоянного тока позволяет регулировать в широком диапазоне их параметры работы при бурении. Быстрый монтаж установки обеспечивается блочным исполнением, быстроразъемными соединениями, специальными приспособлениями.

Этот привод обеспечивает удобство и безопасность обслуживания. Общая масса установки БУ2500ЭП составляет 295 т, а БУ2500ДЭП-1 — 370 т.

§ 5. УСТАНОВКИ ДЛЯ КУСТОВОГО БУРЕНИЯ

Высокие темпы роста объема бурения нефтяных и газовых скважин в специфических условиях Западной Сибири и Крайнего Севера определили экономически целесообразный метод разбуривания месторождений — кустовой, при котором установка располагается на насыпных островах и бурятся наклонные скважины. Этот способ также применяется при бурении скважин в море и в ряде случаев на суше.

Так как кустовое бурение сводится к проводке скважин с передвижением вышечно-лебедочного блока при стационарном размещении насосов и системы циркуляции и очистки растворов, то метод передвижения таких блоков для каждого условия определяется индивидуально.

Установка БУ3000ЭУК, выпускаемая ПО «Уралмаш», предназначена для кустового бурения эксплуатационных скважин на нефть и газ до глубины 3000 м. Она состоит из следующих основных блоков: вышечно-лебедочного (компрессорного), насосного, электроблока. Первые два состоят из мелких блоков, выполненных из металлоконструкций с установленными на них оборудованием и коммуникациями.

В процессе разбуривания «куста» с точки на точку блок передвигается по рельсам. Диаметр ходовых колес тележек 500 мм, конструкция балансира обеспечивает равномерное распределение нагрузок на все четыре колеса. В процессе бурения

ходовые колеса тележек разгружаются. Длина направляющих равна 45 м, что дает возможность пробурить восемь скважин без перестановки балок.

Механизм перемещения предназначен для передвижения вышечно-лебедочного блока в пределах куста с оборудованием и бурильными трубами, установленными на подсвечниках, а также для выравнивания блока в горизонтальной плоскости в процессе бурения. Механизм состоит из металлоконструкций, четырех тележек со сдвоенными балансирами, двух гидроцилиндров передвижения с поршнем диаметром 220 мм и длиной хода 1,6 м, восьми гидроцилиндров выравнивания с поршнем диаметром 280 мм и длиной хода 0,8 м, насосной станции и трубопроводов. Остальное оборудование и внешние коммуникации остаются на месте до конца бурения последней скважины. После окончания бурения оборудование демонтируется и перевозится на следующий «куст».

Вышка на этой установке — А-образная. Она собирается из отдельных секций в горизонтальном положении, а затем поднимается в вертикальное положение и укрепляется с помощью специального приспособления. Площадка второго помощника бурильщика, работающего наверху, изготовлена единым блоком и в зависимости от длины свечей может быть установлена в трех положениях по высоте вышки, что очень удобно.

Вышечно-лебедочный блок (рис. 1.5) представляет собой

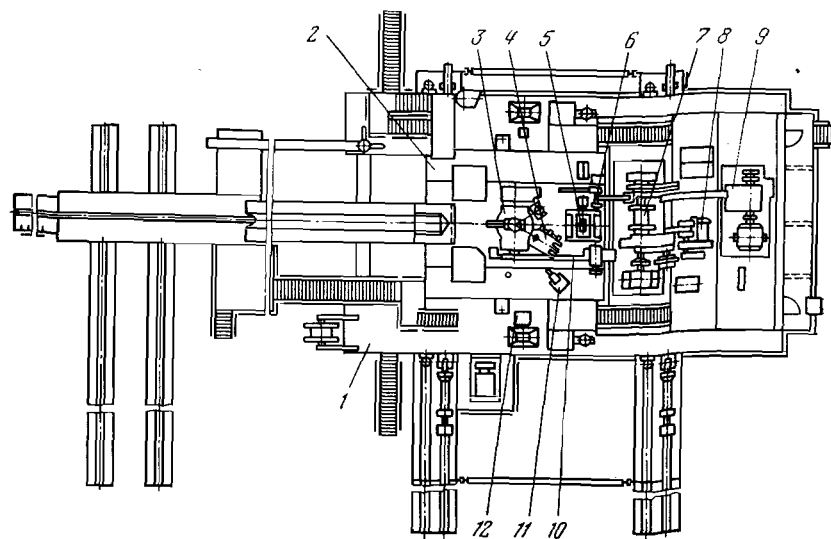


Рис. 1.5. Расположение оборудования на вышечно-лебедочном блоке буровой установки БУ3000ЭУК

разборную конструкцию, имеющую три отметки по высоте пола. Верхняя площадка — пол 2 буровой на высоте 7,2 м. На этом блоке установлены ротор 3, буровой ключ 4, вспомогательная лебедка 5, механизм управления тормозом 6, привод ротора 10, пневмораскрепитель 11, механизм крепления неподвижного конца каната 12. На продольные рамы основания 1 опираются вышка и устройство для подъема вышки в вертикальное положение.

Управление лебедкой находится на посту бурильщика, который расположен на верхней площадке основания. На отметке 4,2 м на задней части основания установлена буровая лебедка ЛБУ-800 7, а на отметке 3,9 м расположены основной 9 и вспомогательный 8 электроприводы лебедки. Снижение отметок лебедки и привода вызывается необходимостью облегчения их монтажа, а также уменьшения массы всей установки.

Кинематическая схема привода лебедки и ротора этой установки показана на рис. 1.6.

Привод буровой установки осуществляется от электродвигателей. Лебедка приводится во вращение двигателем номинальной мощностью 500 кВт при частоте вращения 750 об/мин. Привод буровых насосов осуществляется электродвигателями номинальной мощностью 640 кВт при частоте вращения 750 об/мин.

Укрытие вышечно-лебедочного блока — металлическое, панельного типа. Блок перевозится на тяжеловозах, масса его 208 т.

Насосный блок расположен отдельно. Он состоит из основания, на котором установлены два буровых насоса У8-6МА2 с индивидуальными электроприводами и электрокомпрессор высокого давления АК2-150. Транспортируемая масса блока 90 т.

С 1984 г. ПО «Уралмаш» выпускает буровые установки БУ3000ЭУК только в эшелонном исполнении, в котором насосный блок перемещается одновременно с вышечно-лебедочным.

§ 6. УСТАНОВКИ ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН ГЛУБИНОЙ 6500, 8000 И 12 500 м

Установки для бурения разведочных и эксплуатационных скважин на нефть и газ на глубину 6500, 8000 и 12 500 м выпускает ПО «Уралмаш». Эти установки большой мощности и массы используют для бурения в весьма сложных, иногда совершенно неизвестных геологических условиях. Бурение таких скважин иногда продолжается несколько лет, поэтому к установкам не предъявляют таких требований (к монтажно-демонтажной способности и транспортабельности), как к установкам для бурения на глубину до 5000 м.

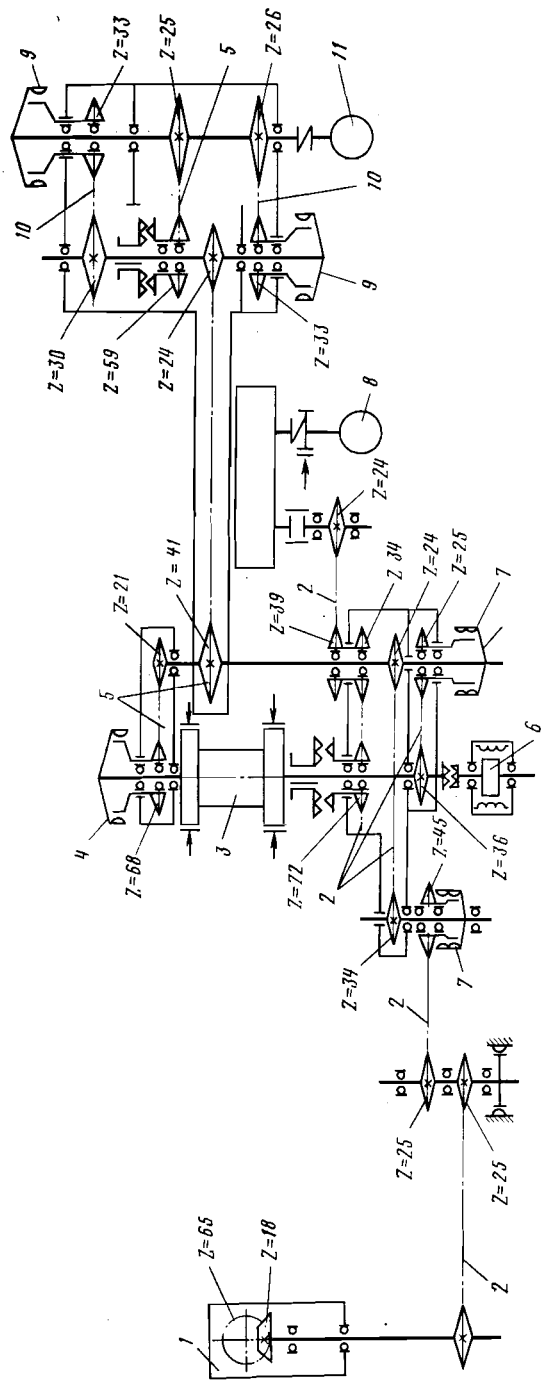


Рис. 1.6. Кинематическая схема привода лебедки и ротора установки БУ3000ЭУК:

1 — ротор; 2, 5, 10 — соответственно двухрядная, трехрядная и четырехрядная ролико-втулочные цепи, $t=50,8$; 3 — лебедка; 4, 7, 9 — шинно-пневматические муфты диаметрами 1070, 500 и 700 мм; 8 — регулятор подачи долота РПД; 11 — электродвигатель привода лебедки

ПО «Уралмаш» выпускает для этих глубин бурения установку БУ6500ДГ с дизель-гидравлическим приводом для использования в любых условиях на континенте, установку Уралмаш 300ДЭ с автономным приводом постоянного тока.

Установки для бурения скважин на глубины 12 500 м и более — уникальные и в мире их построено всего несколько штук. В Советском Союзе работает в настоящее время одна буровая установка Уралмаш 15 000. Рассмотрим основное устройство этих установок.

Установка БУ6500ДГ предназначена для бурения скважин на нефть и газ глубиной 6500 м. Талевая система рассчитана на нагрузку на крюке до 4000 кН. Основные исполнительные механизмы имеют привод от трех дизель-гидравлических агрегатов СА-1АДГ-1000, состоящих из дизеля 6ЧН-26/26 (1А-6Д49) мощностью 825 кВт при 1000 об/мин (длительная полезная мощность дизеля 775 кВт), комплексного турботрансформатора ТТК-932, соединенного с двигателем упругой муфтой, и смонтированных на металлической раме. Три дизель-гидравлических агрегата сблокированы цепным редуктором. При СПО мощность их передается на буровую лебедку ЛБУ-1700Д.

В процессе бурения ротор приводится во вращение через лебедку одним из дизель-гидравлических агрегатов, а два другие агрегата группового привода служат для вращения двух буровых насосов, соединенных через карданные валы и шинно-пневматические муфты с трансмиссионным валом суммирующего редуктора. Кинематическая схема в основном аналогична схеме БУ5000ДГУ-1 (см. рис. 1.3). Привод третьего бурового насоса осуществляется от отдельного дизель-гидравлического агрегата с механической трансмиссией, не связанной с групповым приводом.

Установки Уралмаш 300Э и Уралмаш 300ДЭ соответственно с электрическим приводом постоянного тока и с дизель-электрическим приводом предназначены для бурения на глубину 8000 м. Большой эффект получают от того, что в этих установках для привода подъемного агрегата применяют электродвигатели постоянного тока, позволяющие осуществлять бесступенчатый подъем бурильной колонны из скважины, особенно на больших глубинах. При этом время, затрачиваемое на спуск и подъем колонны, сокращается на 10—15%. Если учесть, что в процессе бурения скважин на глубинах более 6000 м на спуско-подъемные операции затрачивается до 50% всего календарного времени, эффективность таких установок очевидна.

Мощные силовые приводы постоянного тока можно создать различно: либо преобразовывать переменный ток, подаваемый от районных электростанций, в постоянный на буровой при помощи преобразователей, либо вырабатывать его непосредствен-

но на буровой, используя в качестве привода генераторов двигателя внутреннего сгорания.

Буровая установка Уралмаш 300Э оснащена тремя преобразовательными агрегатами П172-12К. Каждый из них состоит из синхронного электродвигателя МСЭ-322-12/6 с возбуждателем П-81 мощностью 1600 кВт и генератора постоянного тока П172-12К мощностью 1400 кВт с частотой вращения вала 1000 об/мин. Общая установленная мощность генераторов постоянного тока составляет 4200 кВт. Вырабатываемая генераторами энергия подается по кабелям для привода двигателей подъемной лебедки и насосов. Мощность двигателя подъема составляет 1150 кВт, насосов — 950 кВт каждый.

Эта мощная установка имеет вышку и талевую систему, рассчитанную на предельную нагрузку 4 МН. Буровые насосы развивают давление до 32 МПа. Установка укомплектована металлическим основанием, состоящим из отдельных блоков различной высоты. Высота вышечно-роторного блока 6 м. В комплект также входят: механизм спуско-подъемных операций АСП-5, автомат подачи долота, вспомогательная лебедка, подъемные краны, оборудование для очистки и приготовления раствора, пульт управления и различные приспособления.

Уралмаш 300ДЭ состоит из вышечно-лебедочного, насосного и энергетического блоков. В комплект вышечно-лебедочного блока входят: регулятор подачи долота АВЭ-300, комплект механизмов АСП-5, ключ АКБ-3М, крюк У5-300, талевый блок УТБА-6320, компрессорная станция ВШ-6/10, установка для осушки воздуха, башенный кран, механизм крепления неподвижного конца каната, основание под оборудование, приемные мостки. Общая масса этого блока 455 т.

Привод бурового и вспомогательного оборудования установки осуществляется от электродвигателей, питание которых обеспечивается от дизель-электрических агрегатов, смонтированных на основании энергетического блока. Для привода буровой лебедки, ротора и насосов применяют электродвигатели постоянного тока, имеющие серийную характеристику. Спуско-подъемные операции проводятся с бесступенчатым изменением скоростей.

Генераторная станция постоянного тока комплектуется дизель-генераторными агрегатами 5Д-100 полной мощностью 1250 кВт·А с дизелями мощностью 1325 кВт. Масса одного агрегата 35 т. Остальные механизмы имеют привод от электродвигателей переменного тока, питание которых обеспечивается дизель-генераторными установками ДГУ-400.

Буровая лебедка У2-300 монтируется на мощной раме и состоит из подъемного и трансмиссионного валов, трех основных и одной дополнительной (для присоединения регулятора подачи долота) цепных передач. Торможение колонны при спуске

в скважину осуществляется с помощью этих же электродвигателей, работающих в тормозном режиме. Управление лебедкой и ленточным тормозом — дистанционное с пульта бурильщика. Регулятор подачи долота подключается к трансмиссионному валу кулачковой муфты. Оснастка талевой системы установки 6×7.

На полу вышечного основания находятся вспомогательная лебедка, ротор с приводом, ключ АКБ-3М, подсвечник, механизм АСП-5, пульт управления. Ноги вышки закреплены в нижней части основания на высоте 1,2 м. Транспортировка и монтаж — мелкоблочный агрегатный.

Насосный и энергетический блоки в зависимости от рельефа площадки могут быть расположены на любом расстоянии от устья скважины.

Установка Уралмаш 15 000 стационарного типа предназначена для бурения опорных геологоразведочных скважин с целью изучения строения верхних слоев земной коры. Для привода основных исполнительных механизмов лебедки, насосов и ротора используется отдельный регулируемый привод постоянного тока по схеме генератор — двигатель. СПО осуществляются по оптимальным тахограммам, которые выбираются автоматически с помощью ЭВМ.

Установка оборудована лебедкой ЛБУ-3000, имеющей привод от двух электродвигателей постоянного тока. Лебедка имеет со стороны каждого двигателя понижительную передачу. Электродвигатели осуществляют не только привод лебедки при подъеме колонн, но и торможение при спуске, при этом они работают в режиме генераторов. Тормоз лебедки — ленточный.

Установка оборудована четырьмя буровыми насосами УНБ-1250, которые имеют привод от электродвигателей постоянного тока мощностью 800 кВт и могут развивать давление до 40 МПа при подаче 0,027 м³/с. Буровая установка размещена в обогреваемом стационарном помещении и рассчитана для работы в течение круглого года в суровых климатических условиях.

§ 7. УСТАНОВКИ ДЛЯ БУРЕНИЯ СТРУКТУРНО-ПОИСКОВЫХ СКВАЖИН

Структурно-поисковые скважины на нефть и газ глубиной 25—3000 м бурят с целью изучения геологической структуры площади, а также для установления расположения пластов-коллекторов на выявленной структуре. Диаметр этих скважин значительно меньше диаметра эксплуатационных. Конечный диаметр поисковой скважины обычно составляет 76—146 мм. В подавляющем большинстве случаев бурят роторным способом с использованием бурильных труб диаметром 50—89 мм. При

проводке скважины отбирается большое количество образцов породы — кернов.

К установкам этого типа предъявляют требование значительно большей универсальности, чем к установкам для глубокого эксплуатационного бурения. Допустимая нагрузка на крюке таких установок в зависимости от глубины и конструкции скважины составляет 10—800 кН. Кинематическая схема их мало отличается от схем буровых установок, предназначенных для бурения роторным способом эксплуатационных и глубоких разведочных скважин. Однако конструктивно эти установки значительно различаются.

Структурно-поисковые скважины в большинстве случаев проводят в легкобуримых породах. Условия проходки часто не требуют резервирования оборудования, поэтому в установках для структурно-поискового бурения применяют один двигатель и один буровой насос. Это допустимо, так как вес бурильных колонн обычно такой, что при остановке двигателя колонна может быть приподнята на безопасное расстояние вращением лебедки вручную.

Так как время, затрачиваемое на проходку структурно-поисковых скважин, обычно небольшое, а расстояние между скважинами значительное, то установки транспортируют на пневматических шинах или гусеничном ходу. Некоторые установки для бурения скважин до 600 м выполняются самоходными и только с автономным приводом (с двигателями внутреннего сгорания), так как в большинстве случаев бурение ведется в районах, где нет электроэнергии.

В легких установках для неглубокого бурения используют иногда даже двигатель автомашины или трактора, на котором смонтирована установка. В этих установках применяют вышки мачтового типа высотой 6—23 м. В большинстве случаев вышки мачтового типа транспортируют одновременно с установкой. Вышки высотой более 16 м — телескопические.

Основные параметры буровых установок для бурения геофизических и структурно-поисковых скважин по ГОСТ 16151—82 (СТ СЭВ 2447—80)

Класс установок	1	2	3	4	5	6	7	8
Максимальная допустимая нагрузка на крюке, кН . . .	10	16	40	100	200	320	500	800
Условная глубина бурения в м для бурильных труб с массой 1 м:								
7,5 кг	75*	125	300	—	—	—	—	—
11,6 кг	—	100	200	600	1000	1600	—	—
16,6 кг	—	—	—	—	—	1200	2000	3000

* Сейсмические скважины.

Для роторного бурения с выносом выбуренной породы промывочной жидкостью или газом существует несколько типов буровых установок. Установки с допустимой нагрузкой на крюке 100 кН для бурения на глубине до 100 м выполняются в различных модификациях, при этом выбуренная порода удаляется продувкой или промывкой в труднобуримых породах и механическим способом (при помощи шнеков) в рыхлых легкобуримых породах. Если колонна вращается, выбуренная порода поднимается шнеком. Бурение шнеками не требует применения воды и растворов, дает хороший геологический материал. Недостаток этого способа — трудность и неэффективность бурения в твердых породах. Для бурения с продувкой воздухом или работы с пневматическим инструментом установки снабжаются компрессором.

Установки для бурения скважин глубиной до 600 м снабжаются механизмами подачи для создания дополнительной нагрузки на породоразрушающий инструмент, так как вес труб малых диаметров недостаточен для создания требуемых нагрузок. В этом случае часто применяют гидравлические устройства. Гидравлические домкраты широко используются также для подъема мачт, извлечения шнеков и других устройств. В качестве источника гидравлической энергии применяют масляные насосы, имеющие привод от трансмиссии или электродвигателей.

Установки для бурения скважин глубиной свыше 100 и до 1000 м с допустимой нагрузкой на крюке до 200 кН выполняются самоходными на шасси автомашин и тракторов или на прицепных тележках и салазках.

Установки для бурения поисковых скважин глубиной 1200—3000 м с допустимой нагрузкой на крюке 320—800 кН обычно предназначены для роторного способа. Их монтируют на рамах салазках, они состоят из нескольких блоков. Эти установки не только по схеме, но и по конструкции и характеристикам приближаются к установкам, предназначенным для бурения неглубоких эксплуатационных скважин.

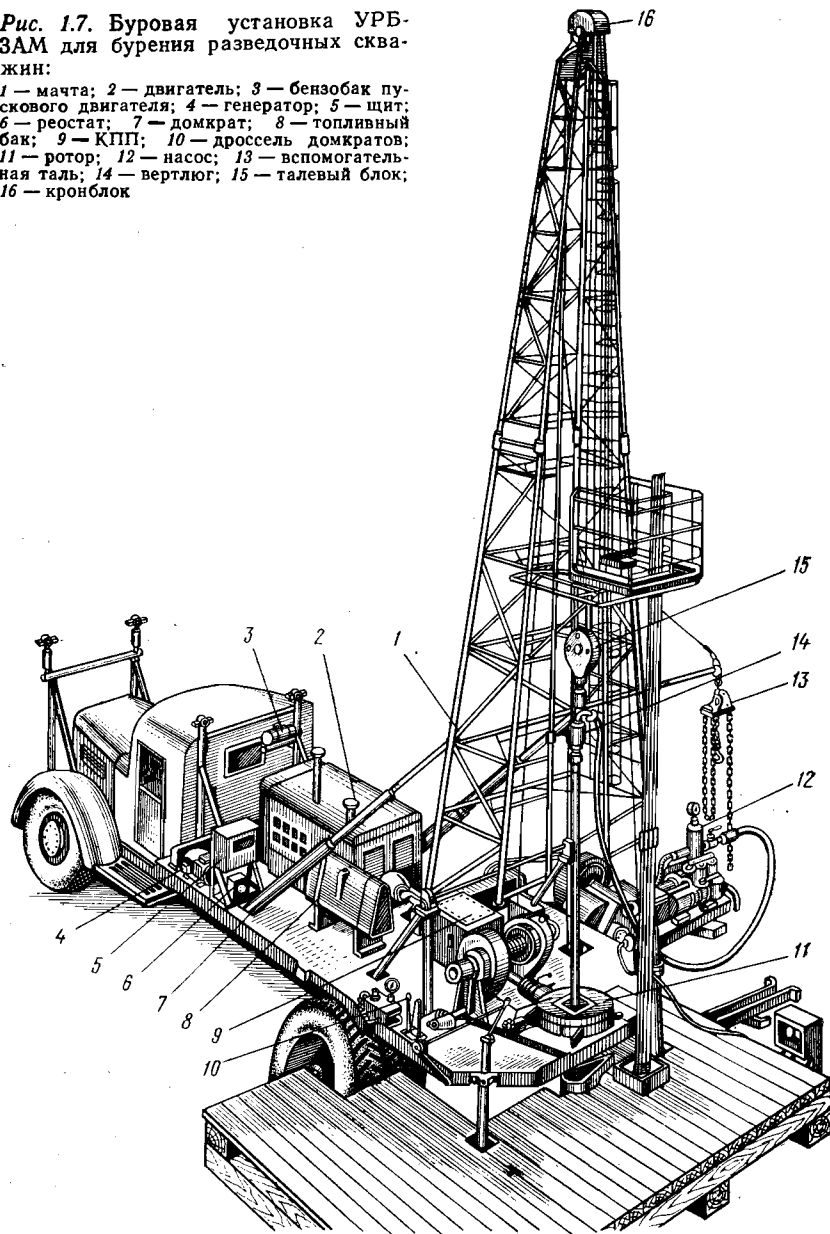
Конструкции установок для структурно-поискового бурения

Состав оборудования и схема установки для структурно-поискового бурения мало отличаются от установок для глубокого эксплуатационного бурения. Все оборудование монтируется на платформе колесного, гусеничного прицепа, автомашины или трактора.

На рис. 1.7 показана буровая установка УРБ-3МА для бурения структурно-поисковых скважин глубиной до 500 м с максимальной нагрузкой на крюк до 80 кН. Все узлы установки

Рис. 1.7. Буровая установка УРБ-ЗАМ для бурения разведочных скважин:

1 — мачта; 2 — двигатель; 3 — бензобак пускового двигателя; 4 — генератор; 5 — щит; 6 — реостат; 7 — домкрат; 8 — топливный бак; 9 — КПП; 10 — дроссель домкратов; 11 — ротор; 12 — насос; 13 — вспомогательная таль; 14 — вертлюг; 15 — талевый блок; 16 — кронблок



смонтированы на платформе автомобиля. Буровой насос, глиномешалку и бак устанавливают на отдельной платформе.

Мощность от ДВС через карданный вал и клиноременную трансмиссию передается на контрпривод насоса или на КПП. От КПП мощность и движение через цепную трансмиссию передаются на лебедку, а от нее на талевую систему. Неподвижный конец каната закреплен в приспособлении с индикатором веса. К талевому блоку подвешен вертлюг с ведущей трубой. Привод бурильной колонны осуществляется ротором, приводимым во вращение карданным валом от КПП.

Для бурения геофизических скважин глубиной до 60 м используют установку УШ-2Т, предназначенную для шнекового бурения. Эта установка смонтирована на тракторе Т-130БГ-1 и приводится в действие от его двигателя. Мачта установки телескопическая с гидравлическим подъемом на высоту до 9 м. Вдоль мачты расположены два вертикальных вала. Один вал передает вращение от блока привода через зубчатую муфту к верхнему редуктору, приводящему во вращение через второй ведущий вал вращатель бурового шнека или другого породоразрушающего инструмента.

В табл. 1.3 приведены характеристики установок для разведочного бурения.

§ 8. МОНТАЖ И ТРАНСПОРТИРОВКА БУРОВЫХ УСТАНОВОК

При перебазировании установок с одной точки бурения на другую в зависимости от класса, конструкции, дорожных условий и рельефа местности применяются различные способы монтажа и транспортировки: крупноблочный, мелкоблочный и агрегатный.

Крупноблочный монтаж и транспортировка

Для обеспечения быстрого монтажа и удобства транспортировки основное и вспомогательное оборудование буровой установки располагают на металлических основаниях. Оно образует следующие блоки: вышечный, силовой, трансмиссионный, насосный и энергетический. Вышечный блок с вышкой, лебедкой, ротором, вспомогательной лебедкой, ключом АКБ-ЗМ представляет собой единый крупный блок. Силовой, трансмиссионный и насосный блоки, соединенные между собой специальными хомутами креплениями, образуют второй крупный блок — насосно-приводной. Энергетический блок размещается отдельно.

Как уже было сказано, благодаря объединению оборудования в мелкие и крупные блоки, при применении быстроразъемных соединений, элементов линий высокого давления от буровых насосов, воздушных трубопроводов, передачи мощности кардан-

Таблица 1.3
Характеристика установок для разведочного бурения

Параметры	УРБ-1В2	УРБ-2А2	УШ-2Т	УШТ-2ТВ	УРБ-3АМ	УРБ-3А3	1ВА15Н	УВВ-600Н
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	50	46	120	120	8	130	200	500
Условная глубина бурения скважин, м: геофизических	30	100	60	60	500	700	1000	2000
структурных	100	300	—	100	300	600	—	—
Диаметр скважин, мм: начальный	132	190	175	175	243	243	243	346
конечный	93	93	—	—	93	93	93	118
шнекового бурения	151	151	150	150	—	—	—	—
Длина свечи, м	3	4,5	6,0	6,0	10	12	12	12
Диаметр буряльных труб, мм	50	50	—	60,3	60,3/73	60,3	60,3	73/89
Высота мачты от земли до оси кронблока, м	6,55	7,95	9,02	9,22	16	18,4	18,4	20,0
Буровой насос	НБ3-120/40	НБ-32	НБ-32	НБ-32	НБ-32	НБ-50	НБ-50 и 9МГР-73	9МГР173
Компрессор	—	КТ-7	—	НВ-10	—	—	—	—
Мощность двигателя, кВт	3,9	—	—	—	40	66	2×77=154	2×125=250
Тип ДВС привода	УД-25С	ЗИЛ-131	Т100МЗБ	Т100МЗБ	Д54-А	—	ЯМЗ-236	КРАЗ-257
Габариты в транспортном положении, м	6,64×2,58×3,91	7,85×2,45×3,03	7,2×3,2×3,9	7,0×3,2×3,95	10,7×2,5×3,5	10,8×2,5×3,75	10,8×2,73×3,75	13,0×2,8×4,3
Масса с транспортной базой, т	5,15	10	19,5	20,2	15	15,1	27	70,5

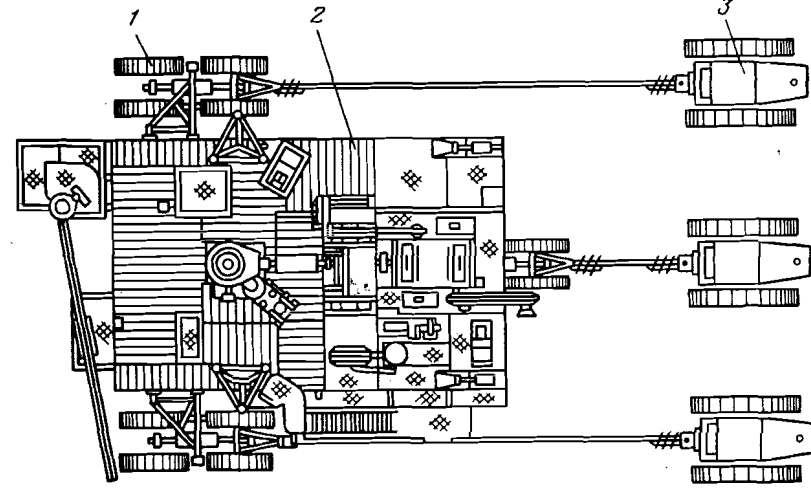


Рис. 1.8. Блоки буровой установки в транспортном положении

ными валами, когда исключается необходимость точного центрирования механизмов и агрегатов, а также при перевозке блока с поднятой вышкой такие установки как БУ2500 или БУ3000 монтируют на новой точке в течение 1—3 дней.

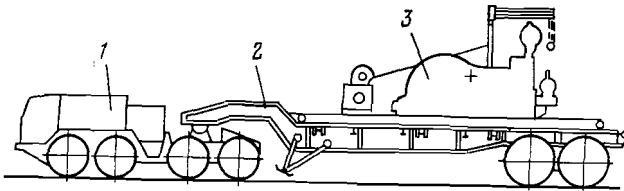
На рис. 1.8 показаны крупные блоки установки в транспортном положении. Вышечный блок 2 перевозится с поднятой вышкой на трех гусеничных тяжеловозах 1 тремя тракторами 3, при этом еще один трактор является страховым, предупреждающим возможность падения вышки при уклонах трассы и случайных резких рывках ведущих тракторов. Силовой, трансмиссионный и насосный блоки, соединенные вместе, перевозят также тремя тракторами Т-100 на трех тяжеловозах 1, остальное оборудование — тракторами на специальных платформах или автомобилях большой грузоподъемности.

Мелкоблочный монтаж и транспортировка

Когда рельеф местности или дорожные и другие условия не позволяют транспортировать оборудование крупными блоками, установку демонтируют на более мелкие блоки: мачту, основные мачты с ротором, насосный блок и другое оборудование.

Агрегатный монтаж и транспортировка

Если дорожные и другие условия не позволяют транспортировать грузы больших габаритов, то буровую установку разбирают на отдельные секции или даже сборки и перевозят на передвижных платформах тяжеловозами (рис. 1.9) или универ-



Секция	Габариты (высота × ширина × длина), мм	Масса, кг	Эскиз загрузки
Насосная	3098 × 3150 × 9400	32200	2 секции
Лебедочная	3247 × 3245 × 10260	26656	
Роторная	1710 × 1520 × 5930	11645	
Тиристорный блок	3325 × 3200 × 13330	23000	

Рис. 1.9. Схемы перевозки секций установки на платформах: 1 — тягач; 2 — грузовая платформа; 3 — секция буровой установки

сальным автотранспортом. Естественно, на демонтаж и монтаж оборудования при этом затрачивается больше времени, однако при перевозках на большие расстояния этот способ может быть более экономичным, так как скорость передвижения значительно выше.

§ 9. ВЫБОР КЛАССА УСТАНОВКИ

При разбуривании нового нефтяного или газового месторождения большое значение имеет правильность выбора типа буровых установок, которые для данного района окажутся наиболее экономичными. Прежде всего в зависимости от размеров площади, глубины залегающих продуктивных горизонтов, расстояний до источников энергоснабжения, перспективности близлежащих структур надо оценить целесообразность электрификации данного района. Первая задача — определение возможности и целесообразности сооружения линии электропередачи для применения электрифицированных установок; вторая — выбор класса буровых установок, которые позволят бурить быстрее и дешевле.

Исходные данные при выборе наиболее рационального класса буровой установки — проектная глубина и конструкция скважин. Кроме того, для определения способа транспортировки монтажа установки необходимо учитывать рельеф местности, грунтовые условия, ожидаемую скорость бурения.

Пример 1. Выбрать класс буровой установки для бурения скважины глубиной $L=3000$ м. Конструкция скважины: кондуктор диаметром $d_k=340$ мм при толщине стенок $\delta=11$ мм, вес 1 м кондуктора $q_k=1000$ Н; промежуточная колонна $d_n=245$ мм, толщина стенки $\delta=9,5$ мм, $q_n=590$ Н; эксплуатационная колонна $d_s=146$ мм, $q_s=320$ Н/м. Глубина спуска кондуктора $l_k=400$; промежуточной колонны $l_n=2200$; эксплуатационной колонны $l_s=3000$.

Для бурения скважин до проектной глубины применяются 127-мм буровые трубы с толщиной стенки $\delta=9$ мм, $q_{бт}=276$ Н/м и 200 м 178-мм утяжеленных буровых труб (УБТ), $q_{убт}=1450$ Н/м. Диаметр скважины под кондуктор $d_c=445$ мм, скорость подъема раствора в затрубном пространстве кондуктора $v_s=0,5$ м/с.

Решение.

При этих условиях вес кондуктора

$$G_k = l_k q_k = 400 \cdot 1000 = 0,4 \text{ МН};$$

вес промежуточной колонны

$$G_n = l_n q_n = 2200 \cdot 590 = 1,3 \text{ МН};$$

вес эксплуатационной колонны

$$G_s = l_s q_s = 3000 \cdot 320 = 0,96 \text{ МН};$$

вес буровых труб

$$G_{бт} = l_{бт} q_{бт} = 2800 \cdot 276 = 0,77 \text{ МН};$$

вес УБТ

$$G_{убт} = l_{убт} q_{убт} = 200 \cdot 1450 = 0,29 \text{ МН};$$

вес буровой колонны с УБТ

$$G_{6к} = G_{6т} + G_{убт} = 0,77 + 0,29 = 1,06 \text{ МН.}$$

Таким образом, наибольшую нагрузку будет испытывать установка при спуске 245-мм промежуточной колонны весом 1,3 МН, а вес буровой колонны составляет 1,06 МН. Для этой глубины при роторном бурении разрывная прочность буровых труб должна быть не менее

$$R_{от} = k_3 G_{6к} = 1,5 \cdot 1,06 = 1,59 \text{ МН}$$

($k_3 = 1,5$ — коэффициент запаса).

Для буровых труб группы прочности Е диаметром $d_{6т} = 127$ мм и толщиной стенки $\delta = 9$ мм разрывная прочность $R_{6т} = 1,79$ МН. Этим требованиям по допустимой нагрузке на крюке удовлетворяет буровая установка пятого класса по ГОСТ 16293—82 с допустимой нагрузкой на крюке $R_k = 2$ МН (см. табл. I.1). В соответствии с ГОСТом нагрузка от веса буровой колонны допускается не более $0,6 R_k$, т. е. $0,6 \cdot 2 = 1,2$ МН. Так как в нашем случае $G_{6к} = 1,06$ МН, то выбранная установка удовлетворяет этому требованию.

Если скважина бурится с большим числом рейсов и на СПО может быть затрачено много времени, то установку следует выбрать с комплексом механизмов АСП.

Далее, надо определить расход бурового раствора и мощность насосов. Наибольшая подача потребуется при бурении под кондуктор

$$Q_{н.к} = v_3 F_3 = 0,5 \cdot 0,14 = 0,07 \text{ м}^3/\text{с} \quad \text{или } 70 \text{ л/с.}$$

Площадь затрубного пространства

$$F_3 = \pi(d_c^2 - d_{6т}^2)/4 = 3,14(0,445^2 - 0,127^2)/4 = 0,14 \text{ м}^2.$$

Полезная мощность насосов

$$N_n = Q_{н.к} p_c = 0,07 \cdot 15 \cdot 10^6 = 105 \cdot 10^4 \text{ Вт или } 1050 \text{ кВт,}$$

где p_c — давление насосов, необходимое на преодоление сопротивлений при прокачке бурового раствора при бурении под кондуктор, примем $p_c = 15 \cdot 10^6$ Па или 15 МПа.

Мощность привода насоса

$$N_{пн} = N_n / 2\eta_m = 1050 / 2 \cdot 0,8 = 656 \text{ кВт,}$$

где $\eta_m = 0,8$ — к. п. д. привода и насоса.

Для этой установки ГОСТ 16293—82 (см. табл. I.1) предусмотрено два насоса с приводной мощностью 600 или 750 кВт каждый.

Контрольные вопросы к гл. I

1. Назначение, функции и состав основного оборудования буровой установки.
2. Требования, предъявляемые к буровым установкам.
3. Параметры, характеризующие буровую установку, и классификация буровых установок для бурения на континенте.
4. Буровые установки с электроприводом, область их применения и их преимущества и недостатки.
5. Буровые установки для кустового бурения, их отличие от универсальных установок.
6. Буровые установки с дизельным приводом, их преимущество и недостатки по сравнению с установками с электроприводом.
7. Характеристика установок для бурения структурно-поисковых скважин.
8. Выбор установок для бурения скважины в определенных условиях.

ГЛАВА II

СООРУЖЕНИЯ И МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ И ТИПЫ КОНСТРУКЦИЙ

Для выполнения различных операций в процессе проводки скважины на нефть и газ необходимо над ее устьем и около него иметь ряд сооружений и металлических конструкций (рис. II.1). К их числу относится вышка 6, ось которой проходит по оси скважины. Высота вышки определяет длину свечи при СПО. Внутри вышки размещены талевая система и комплект свечей 5, а также имеется необходимое пространство для манипуляций с трубами, свечами и инструментом при их свинчивании и развинчивании.

Основание 4 вышки и ротора представляет собой площадку, где размещены ротор 7, спуско-подъемное оборудование, инструмент, а также подсвечники 3 для установки свечей. Пол буровой 8 располагается на некоторой высоте от устья скважины, чтобы было пространство для установки оборудования для герметизации устья 9 и создания безопасных условий бурения.

Основание силового привода 10 служит для размещения двигателей и трансмиссий 11 привода лебедки, ротора и насосов. Основания 12 буровых насосов и оборудования циркуляционной системы необходимы для установки насосов 13 и их трансмиссий, оборудования для очистки и приготовления бурового рас-

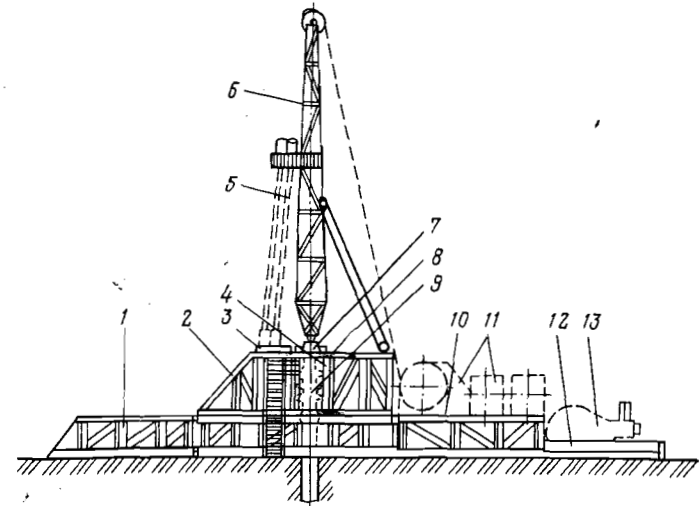


Рис. II.1. Сооружения и металлические конструкции буровой установки

твор, а также резервуаров для раствора и реагентов. Приемные горизонтальные 1 и наклонные 2 мостки нужны для подготовки и затаскивания в буровую бурильных, утяжеленных и обсадных труб; козлы-стеллажи — для хранения запаса этих труб. Конструкции оснований могут быть самыми различными в зависимости от условий бурения (на суше, в болотах, на равнинной или горной местности или в водных пространствах). Конструкции вышек менее разнообразны и в основном зависят от допустимой нагрузки на крью, высоты установки и требований монтажеспособности.

Вышки подразделяются на мачтовые, имеющие одну или две опоры, и башенные, имеющие три или четыре опоры. Степень разборности вышки определяет монтажеспособность и транспортабельность. Мачтовые секционные вышки состоят из нескольких сварных неразборных секций, собираемых обычно в горизонтальном положении, мачтовую вышку поднимают в собранном виде. Башенные вышки собирают в вертикальном положении из отдельных элементов, на что тратится больше времени, чем при монтаже мачтовых. В настоящее время в установках для бурения на континенте применяют вышки мачтового типа большой грузоподъемности 400—500 т и более. В установках для бурения на море, наоборот, используют практически только башенные вышки, так как они не разбираются, но обладают большой устойчивостью.

§ 2. БУРОВЫЕ ВЫШКИ, УСТРОЙСТВО И ПАРАМЕТРЫ

Буровая вышка представляет собой вертикальную металлическую конструкцию в виде усеченной пирамиды, сужающуюся кверху. Она состоит из боковых граней, верхняя часть которых снабжена рамой для монтажа кронблока, а нижняя часть граней крепится к основанию буровой. В средней части вышки смонтированы балкон для работы второго помощника бурильщика и магазин для размещения верхних концов свечей. Вышки оборудуются лестницами, стремянками или подъемником.

Вышки классифицируют по максимальной нагрузке, по размерам — высоте и площади основания, по системе опирания и передачи нагрузки на основание, по степени разборности и способам монтажа. Основные параметры вышек — максимальная нагрузка и размеры — высота и площадь основания.

Максимальная нагрузка на вышку — это предельно допустимая вертикальная статическая нагрузка на крью, которая не должна быть превышена в процессе всего цикла проводки скважины независимо от вида и продолжительности выполняемых операций. Действующие нагрузки ниже предельной не должны приводить к разрушению вышки. Если они превышены, то возможно разрушение вышки.

Рис. 11.2. Схема определения высоты вышки

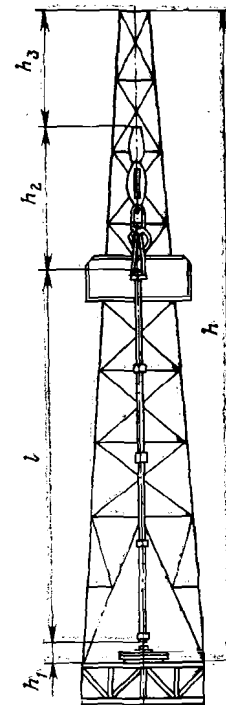
Размеры вышки — высота, ширина и длины основания и площадки под кронблок. Высота h определяется необходимым расстоянием между уровнем пола буровой и рамой кронблока для перемещения талевого блока при СПО (рис. 11.2). Высота H складывается из h_1 — расстояния по вертикали от пола вышки до торца замка подвешенной свечи, h_2 — длины штропов, крюка и талевого блока, h_3 — запаса на переподъем — расстояния между верхним торцом талевого блока и нижней поверхностью кронблока (6—10 м), l — длины свечи.

Для уменьшения времени на СПО бурильные трубы извлекают из скважины соединенными по две или три, т. е. образуется свеча длиной 18, 24 или 27 м в зависимости от длины труб. В некоторых случаях применяют свечи длиной до 36 м, составленные из трех труб по 12 м или четырех труб по 9 м. Длина свечи ограничивается диаметром труб, так как установленные вертикально в буровой свече прогибаются тем сильнее, чем меньше их диаметр.

Обычно при длине свечи 18 м высота вышки составляет 27—29 м, при длине свечи 24—27 м высота — 38—45 м, а при длине свечи 36 м полезная высота вышки достигает 53 м. С увеличением высоты вышки значительно возрастает ее масса, усложняются монтаж и транспортировка. Применение свечей той или иной длины определяется экономической целесообразностью.

Мачтовые вышки бывают одно- и двухопорные с открытой передней гранью корытообразной формы или с двумя открытыми гранями А-образной формы. На промыслах Советского Союза больше распространены А-образные вышки вследствие лучших их эксплуатационных качеств, небольшой металлоемкости и быстроты сборки. Вышка А-образного типа состоит из сварных трех- или четырехгранных ферм — колонн, соединенных между собой в верхней части подкронблочной рамой, а внизу прикрепленных к основанию буровой шарнирами. Каждая колонна в зависимости от высоты вышки состоит из трех — пяти сварных секций. Секции свариваются из труб или профильного проката. Концы секций снабжены фланцами для соединения их между собой при сборке.

Верхняя секция имеет проушины, к которым присоединяются подкронблочная рама и монтажная стрела, рассчитанная на



нагрузки 0,01—0,02 МН, с роликами для проведения ремонтных работ с кронблоком. Жесткость и геометрическая форма вышки обеспечиваются обычно диагональными стяжками и подкронблочной рамой. Для устойчивости в рабочем положении вышка оборудуется подкосами и оттяжками. Подкосы при помощи проушин соединены с колоннами вышки и башмаками основания.

В зависимости от длины свечи на расстоянии 20—34 м от пола буровой монтируют балкон с магазином для удержания верхних концов свечей. Для изменения емкости магазина служит ограничитель. Балкон по внутреннему периметру снабжен перилами, а по наружному — укрытием для защиты рабочего от непогоды.

Вышка оборудуется маршевыми лестницами от пола буровой до балкона с переходными площадками, которые монтируются в одной из колонн вышки, а от балкона до кронблока — лестницами туннельного типа для обслуживания кронблока.

Стояк манифольда высокого давления расположен обычно внутри колонны вышки. Для обслуживания и смены бурового рукава высокого давления предусматривается небольшая площадка, смонтированная также внутри колонны.

Вышка в рабочем положении в направлении продольной оси основания вышечного блока центруется подвижными башмаками подкосов, а в направлении поперечной оси — винтами регулируемых опор колонн вышки.

К преимуществам мачтовых вышек относятся: хороший обзор вдоль граней, быстрота сборки мачт и монтажа, возможность удобного размещения оборудования и механизмов для СПО. Недостатки их конструкций — довольно высокая трудоемкость при изготовлении и сложность ремонта ферм на промыслах.

Башенные вышки выполняются в виде правильной четырехгранной усеченной пирамиды, состоящей из четырех ног, передающих нагрузку от кронблока к основанию. В верхней части ноги соединены между собой подкронблочной площадкой размером 2×2 м, а внизу ноги опираются на основание размером 8×8 или 10×10 м в зависимости от высоты вышки. Между собой ноги соединены горизонтальными поясами и диагональными стяжками, образующими решетку вышки. Пояса и стяжки крепятся к ногам болтами.

Первый снизу пояс вышки монтируется на высоте 8—12 м. В передней со стороны мостков грани пирамиды предусмотрены ворота, образуемые полураскосами для затаскивания в буровую трубу и другого оборудования. На высоте 23, 25 или 34 м, определяемой длиной свечи, устанавливаются четырехсторонний балкон с пролетом посередине с выступающей внутрь фонаря площадкой для второго помощника бурильщика (площадка размером 0,7—0,8 м). Балкон и площадка ограждены перилами.

Таблица II.1
Техническая характеристика буровых вышек

Параметры	ВМ-40-100	ВМ-42-140	ВМ-42-160	ВМА-41-170	ВМА-45-200	ВМА-45-250	ВМА-45-320	ВБ-42-200	УВ-45-500А
	Мачтовые							Башенные	
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	1000	1400	1600	1700	2000	2500	3200	2000	5000
Оснастка талевой системы	4×5	4×5	4×5	5×6	5×6	6×7	6×7	5×6	7×8
Высота, м	40	42	42	41	45	45	45	42	45
Размеры нижней базы, м	6,2	7,2	9,2	9,2	10	10	10	8×8	8×11
Масса комплектной вышки, т	16,6	19,3	23,2	26,2	31,7	34,7	40,3	29,0	71,6

Снаружи балкон и нижняя часть вышки снабжены укрытиями для защиты рабочих от непогоды. На расстоянии 0,5 м ниже пола балкона расположены магазины для установки верхних концов свечей при СПО. Снаружи вышки находятся маршевые лестницы с перилами и переходными площадками от пола буровой до подкронблочной площадки.

Преимущества башенных вышек — жесткость и устойчивость их конструкции, небольшая трудоемкость изготовления и простота смены поврежденных деталей. Характеристика вышек мачтового и башенного типов приведена в табл. II.1.

Пример II.1. Определить минимальный запас на переподъем крюкоблока буровой установки БУ2500ЭП (см. рис. II.2) при подъеме бурильной колонны из труб с номинальной длиной $l_{6т}=9$ м. Длина крюкоблока ТБК-4-140Бр $l_{кб}=3,29$ м, длина штропов ШБН-125 $l_{ш}=1,89$ м; допуск на длину бурильных труб $\Delta l=+0,3$ м; длина муфты замка $l_3=0,39$ м; полезная высота вышки $h=42$ м.

Решение.
Запас на переподъем

$$h_3 = h - l_{\max} - h_2,$$

где l_{\max} — длина свечи из трех труб

$$l_{\max} = 3(l_{6т} + \Delta l) = 3(9 + 0,3) = 27,9 \text{ м};$$

h_2 — длина подвижной части талевой системы

$$h_2 = l_{ш} - l_3 + l_{кб} = 1,89 - 0,39 + 3,29 = 4,79 \text{ м}.$$

Тогда $h_3 = 42 - 27,9 - 4,79 = 9,31$ м.

Запас на переподъем находится в допустимых пределах (6—10 м).

Конструкции вышек

На рис. П.3 показана мачтовая А-образная вышка, состоящая из двух четырехгранных колонн, каждая из которых представляет собой секции 1, 2, 4, 8 из четырех сварных труб длиной около 10 м. Концы секции снабжены устройствами для соединения их между собой. На концах верхней секции имеются проушины для соединения с подкронблочной рамой 7. На раме установлены монтажные стрелы 6 для ремонта кронблока. Концы нижней секции соединены с регулируемыми опорами основания вышечного блока.

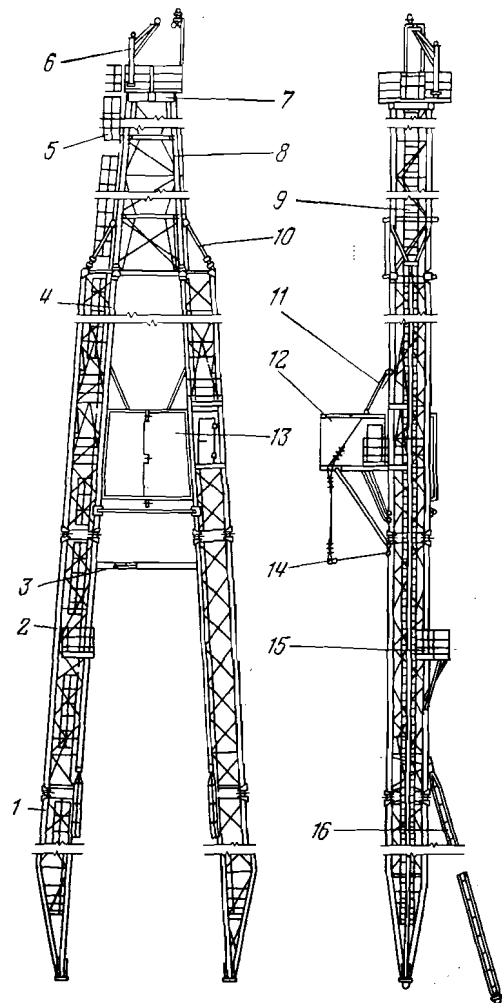


Рис. П.3. Мачтовая А-образная вышка

Для устойчивости в вертикальном положении вышка снабжена стойками и растяжками 3, 10 и 11. Вышка предназначена для работы со свечами длиной 25 и 27 м. На высоте 22,5 или 24,5 м от пола буровой на передней грани вышки закреплен передвижной балкон 12 и 13 с предохранительным поясом 14 для второго помощника бурильщика. Ниже балкона находится монтажная площадка бурового рукава 15.

Четырехгранная нога вышки имеет две несущие нагрузки трубы диаметром 140 мм с толщиной стенки 8 мм. Две другие трубы диаметром 89 мм с толщиной стенки 6,5 мм не являются несущими, а служат для жесткости. Пояса и раскосы изготавливают из труб диаметром 60 мм с толщиной стенки 6 мм. В одной из ног встроены маршевые 5, а в другой — пожарные 9 лестницы. Вышка снабжена устройством для ее центрирования, допускающим смещение до 600 мм в каждую сторону от оси ротора.

В сечении колонна представляет собой равнобедренный треугольник со стороной 1,8 м; секции соединяются при помощи фланцев. Подкосы 16 для удержания вышки в вертикальном положении изготовлены из труб диаметром 426 мм; для устойчивости вышка снабжена двумя ярусами оттяжек. От пола до балкона вышка оборудована маршевой лестницей, а от балкона до кронблока лестницей-стремянкой.

§ 3. НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВЫШКУ

На вышку действуют постоянные нагрузки от ее веса и веса смонтированного на ней оборудования, эксплуатационные нагрузки, изменяющиеся по величине в процессе бурения, и переменные нагрузки от ветра. В результате возникают вертикальные и горизонтальные усилия. Вертикальные сжимающие усилия создаются нагрузкой на крюке, весом вышки и ее оборудования, натяжением ведущей и неподвижной ветвей талевого каната. Горизонтальные нагрузки, опрокидывающие вышку, являются горизонтальными составляющими от усилий в ведущей и неподвижной ветвях талевого каната, от веса наклонно установленных за пальцем вышки свечей бурильной колонны и от действия ветра. Грузоподъемность и прочность вышки зависят от сочетания этих нагрузок.

На вышку могут действовать четыре сочетания нагрузок (рис. П.4):

1) вертикальные 2, 3, 4, 6 и горизонтальные нагрузки 1, 5 в процессе СПО и спуска обсадной колонны; при этом допускается ветровая нагрузка 7 на нижнюю боковую поверхность $q_0 = 250$ Па (рис. П.4, а);

2) ветровая нагрузка 7 на низ вышки $q_0 = 700$ Па при полном пакете свечей за пальцем, крюк не нагружен, действуют нагрузки 2, 5 и 6 (рис. П.4, б);

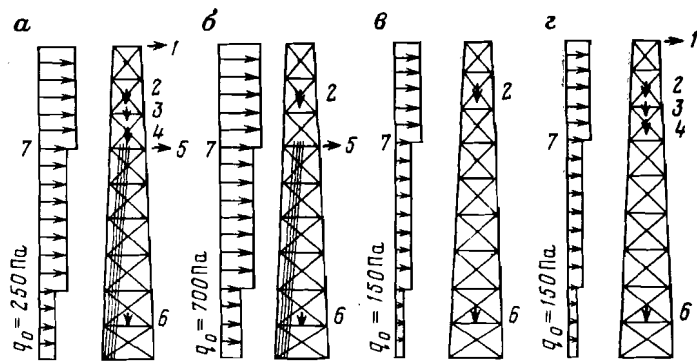


Рис. 11.4. Схемы действия на вышку нагрузок:

1 — горизонтальная сила на наголовнике; 2 — вес талевой системы; 3 — нагрузка на крюк; 4 — вертикальная нагрузка от натяжения ведущей и неподвижной струн каната; 5 — горизонтальная сила от веса свечей; 6 — вес вышки; 7 — сила давления ветра

3) нагрузки на вышку 2 и 6 при СПО и ветровой нагрузке 7 $q_0 = 150$ Па (рис. 11.4 в);

4) максимальные нагрузки на крюке 2, 3 и 4 при ликвидации прихватов, аварий или других операциях и ветровой нагрузке 7 на боковую поверхность низа вышки $q_0 = 150$ Па (рис. 11.4, з).

Вертикальные нагрузки

Вертикальная нагрузка на подкронблочную раму вышки: при неподвижном крюке

$$P_{в'} = P_{к} + G_{тс} + 2P_{к}/u_{тс}; \quad (II.1)$$

при движении крюка

$$P_{в''} = P_{к} + G_{тс} + 2P_{к}/u_{тс}\eta_{тс}, \quad (II.2)$$

где $P_{к}$ — допустимая нагрузка на крюк, Н; $G_{тс}$ — вес талевой системы (крюк, талевой блок, канат и кронблок), Н; $u_{тс}$ — число струн в оснастке (кратность полиспаста), $\eta_{тс}$ — к. п. д. талевой системы.

Усилие, действующее на более нагруженную ногу и опорный башмак при неподвижном конце каната, укрепленном у ноги вышки,

$$P_{н} = (P_{в} + G_{в})/a + P_{к}/u_{тс}, \quad (II.3)$$

где $G_{в}$ — общий вес вышки, Н; a — число ног вышки, для мачтовых вышек $a = 2$, для башенных $a = 4$.

Горизонтальные нагрузки

Горизонтальная составляющая силы, действующей на кронблок от натяжения ведущей и ведомой струн талевого каната: при неподвижном крюке

$$P'_{г} = \frac{P_{к}}{u_{тс}} (\operatorname{tg} \beta \pm \operatorname{tg} \gamma), \quad (II.4)$$

при движении крюка

$$P''_{г} = \frac{P_{к}}{u_{тс}\eta_{тс}} \operatorname{tg} \beta - \frac{P_{к}\eta_{тс}}{u_{тс}} \quad (II.5)$$

(β и γ — углы соответственно между ведущей и неподвижной струнами каната и вертикальной осью вышки).

Если струны закреплены противоположно друг другу, то берется знак «минус», если с одной стороны вышки у лебедки, то — «плюс».

Горизонтальная сила от действия силы тяжести свечей, установленных за пальцем.

$$P_{гс} = kG_{с} \operatorname{tg} \alpha/2, \quad (II.6)$$

где k — коэффициент, учитывающий отношение расстояния от подсвечника до пальца к длине свечи l ; $G_{с}$ — вес свечей, установленных за пальцем, Н; α — угол наклона свечей к вертикали, обычно $\alpha = 2 \div 4^\circ$.

Горизонтальная ветровая нагрузка, действующая на вышку, зависит от природно-климатических условий, в которых эксплуатируется буровая установка. На эту нагрузку влияет динамическое давление ветра, называемое ветровым или скоростным напором

$$q_0 = \rho v^2/2,$$

где v — скорость ветра, м/с; $\rho = 1,225$ кг/м³ — плотность воздуха.

По данным многолетних наблюдений, предельный ветровой напор в различных районах СССР изменяется в пределах от 270 до 1000 Па. Согласно нормам РТМ 26-02-6-68 (Руководящий технический материал на проектирование буровых вышек), для расчета буровых вышек значения ветрового напора принимаются независимо от места их эксплуатации: $q_0 = 700$ Па — для нерабочего состояния; $q_0 = 250$ Па — для рабочего состояния; $q_0 = 150$ Па — для монтажно-транспортного состояния.

Равнодействующая от ветрового давления на вышку

$$P_{г.вт} = q_0 c_i \rho S_i m, \quad (II.7)$$

где q_0 — скоростной напор ветра, Па; c_i — коэффициент, учитывающий возрастание напора ветра в зависимости от высоты;

$p=2$ — динамический коэффициент, учитывающий период собственных колебаний вышки; m — аэродинамический коэффициент, для конструкций из профильного проката $m=1,4$, для труб $m=1$; S_i — проекция панели на вертикальную плоскость, проходящую по оси вышки

$$S_i = F_i \varphi$$

(F_i — общая площадь панели; $\varphi=0,15 \div 0,2$ — коэффициент заполнения панели, для обшитой части вышки $\varphi=1$).

Высота над поверхностью земли, м	<10	20	40	100
Поправочный коэффициент c_i	1,0	1,25	1,55	2,1

При определении ветровой нагрузки на необшитые части вышки принимается, что нагрузка действует и на заветренную часть вышки. При скоростях ветра до 110 км/ч учитывается ветровая нагрузка, действующая на поверхность полного комплекта свечей, стоящих за пальцем.

Горизонтальное усилие на кронблок от составляющей натяжения ведущей и неподвижной струн каната не должно быть более 15 кН и предполагается, что оно действует в том же направлении, что и горизонтальные усилия от веса свечей и ветра.

На заводах при конструировании мачты рассчитывают на нагрузки, возникающие также при их подъеме в процессе монтажа. Величины этих нагрузок зависят от веса мачты и точек приложения этих нагрузок, поэтому поднимать и транспортировать мачты необходимо в строгом соответствии с заводской инструкцией.

Пример II.2. Определить вертикальную нагрузку, действующую на подкронблочную раму вышки ВМ-42-140 во время СПО; глубина скважины 2500 м; диаметр бурильных труб $d_{\text{бт}}=127$ мм, $l_{\text{бт}}=2300$ м, средний вес 1 м трубы $q_{\text{бт}}=260$ Н/м; $l_{\text{убт}}=200$ м, $d_{\text{убт}}=178$ мм, $q_{\text{убт}}=1560$ Н/м; плотность бурового раствора $\rho_r=1,2$ г/см³ и плотность стали $\rho_c=7,85$ г/см³.

Решение.

Определяем по формуле (II.2) вертикальную нагрузку на подкронблочную раму вышки при движении крюка

$$P''_в = P_k + G_{\text{тс}} + 2P_k/u_{\text{тс}}\eta_{\text{тс}}$$

Весами штропов и элеватора можно пренебречь, тогда

$$P_k = (260 \cdot 2300 + 1560 \cdot 200)(1 - 1,2/7,85) = 770 \text{ кН или } 0,77 \text{ МН.}$$

Вес подвижной части талевого системы

$$G_{\text{тс}} = G_{\text{кб}} + 2/3G_{\text{тк}}$$

где $G_{\text{кб}}=12,7$ кН — вес крюкоблока ТБК4-140Бр; $G_{\text{тк}}=l_{\text{тк}}q_k$; $l_{\text{тк}}=l_{\text{бт}}u_{\text{тс}}$ — длина талевого каната в оснастке 4X5 между талевым блоком и кронблоком; $l_{\text{бт}}=40$ м — расстояние между кронблоком и талевым блоком в нижнем положении крюка; $u_{\text{тс}}=8$ — кратность полиспаста; $q_{\text{кб}}=34$ Н/м — вес талевого каната (для каната $d_k=28$ мм по ГОСТ 16853-79).

Тогда

$$G_{\text{тк}} = 40 \cdot 8 \cdot 34 = 10880 \text{ Н} \approx 11 \text{ кН};$$

$$G_{\text{тс}} + 12,7 + 2/3 \cdot 11 = 20 \text{ кН.}$$

К. п. д. талевого системы

$$\eta_{\text{тс}} = 1 - 0,02u_{\text{тс}} = 1 - 0,02 \cdot 8 = 0,84.$$

Вертикальная нагрузка на подкронблочную раму вышки при движении

$$P''_в = 770 + 20 + \frac{2 \cdot 770}{8 \cdot 0,84} = 1019 \text{ кН} = 1,02 \text{ МН.}$$

Пример II.3. Определить горизонтальную составляющую силы, действующей на кронблок от натяжения ведущей и неподвижной струн талевого каната, для условий, принятых в предыдущем примере, если точки касания струн талевого каната и кронблока находятся на противоположных сторонах от точек крепления: неподвижной — 3 м и ведущей — 7 м; высота вышки $h=45$ м.

Решение.

Горизонтальные составляющие сил:

при неподвижной талевого системе по формуле (II.4)

$$P'_Г = \frac{P_k}{u_{\text{тс}}} (\text{tg } \beta - \text{tg } \gamma)$$

($P_k=770$ кН, кратность полиспаста $u_{\text{тс}}=8$);

$$P'_Г = \frac{770}{8} (7/45 - 3/45) = 8,55 \text{ кН};$$

при подъеме бурильной колонны

$$P''_Г = \frac{P_k}{u_{\text{тс}}\eta_{\text{тс}}} \text{tg } \beta - \frac{P_k\eta_{\text{тс}}}{u_{\text{тс}}} \text{tg } \gamma = \frac{770}{8 \cdot 0,84} \cdot \frac{7}{45} - \frac{770 \cdot 0,84}{8} \cdot \frac{3}{45} = 12,43 \text{ кН,}$$

что допустимо, так как по нормам $P'_Г \leq 15$ кН.

Пример II.4. Определить ветровую нагрузку, действующую на мачтовую вышку ВМ-42-140. Нормативный напор ветра $q_0=700$ Па, высота вышки $h=45$ м, нижняя часть вышки обшита на высоту $h_1=10$ м, высота основания $h_0=5$ м, балкон на высоте $h_2=24$ м имеет сплошную обшивку высотой 4 м; фермы мачты — решетчатой конструкции с маршевыми лестницами до балкона.

Решение.

Равнодействующие для каждой секции мачты определяем по формуле (II.7)

$$P_i = q_0 c_i p S_i m_i,$$

где $p=2$; площади панелей $S_1=100$ м², $S_2=80$ м², $S_3=20$ м², $S_4=54$ м²; коэффициенты заполнения панелей; $\varphi_1=\varphi_3=1$; $\varphi_2=\varphi_4=0,15$; поправочный коэффициент высоты $c_1=1,2$; $c_2=1,4$; $c_3=1,45$; $c_4=1,8$;

аэродинамический коэффициент $m_2=1,4$; $m_4=1$ (панель из труб).

Равнодействующие силы от ветрового давления на вышку:

$$P_{Г,вт1} = q_0 c_1 p S_1 = 700 \cdot 1,2 \cdot 2 \cdot 100 = 168 \text{ кН};$$

$$P_{Г,вт2} = q_0 c_2 p \varphi_2 m_2 S_2 = 700 \cdot 1,4 \cdot 2 \cdot 0,15 \cdot 1,4 \cdot 80 = 33 \text{ кН};$$

$$P_{Г,вт3} = q_0 c_3 p S_3 = 700 \cdot 1,45 \cdot 2 \cdot 20 = 40 \text{ кН};$$

$$P_{Г,вт4} = q_0 c_4 p \varphi_4 m_4 S_4 = 700 \cdot 1,8 \cdot 2 \cdot 0,15 \cdot 1 \cdot 54 = 20 \text{ кН.}$$

Общее горизонтальное усилие от ветровой нагрузки, действующее на вышку

$$P_{Г,вт} = 168 + 33 + 40 + 20 = 261 \text{ кН.}$$

§ 4. ОСНОВАНИЯ

Основания вышек для бурения на суше

Основанием называется металлическая конструкция, собираемая из отдельных сварных секций (ферм) и устанавливаемая на поверхности земли; над ней располагается буровая вышка. Фермы основания свариваются из профильного проката или из труб. Размеры каждой секции определяются транспортными возможностями. На основании устанавливают ротор и другое оборудование, а в пространстве между устьем скважины и ротором монтируют оборудование для герметизации устья.

На основание действуют нагрузки от веса вышки и усилий, возникающих в процессе проводки скважины, вес находящегося на полу бурового оборудования и свечей в магазинах или вес колонны, установленной на роторе.

Конструкции оснований вышек весьма разнообразны. Основными требованиями, предъявляемыми к ним, являются:

обеспечение необходимых размеров пола буровой и пространства для монтажа оборудования для герметизации устья скважины;

прочность и жесткость для восприятия всех действующих нагрузок;

быстрота и удобство монтажа, демонтажа и транспортировки;

сохранность при многократных транспортировках с одной точки бурения на другую и монтажах.

Основание вышечно-роторного блока буровой установки рассчитывается на действие различного сочетания нагрузок на крюке, веса пакета свечей и оборудования, размещенного на полу буровой. Высота пола буровой зависит от класса установки.

Основание представляет собой сварную сборную конструкцию, в передней части которой расположены наклонные мостки и трап для затаскивания труб в буровую. Задняя часть снабжена продольными балками, связанными траверсой и образующими основание для установки буровой лебедки на расстоянии около 2,1 м от земли, что при монтаже позволяет сгружать и устанавливать лебедку без ее подъема. Основания буровых установок универсальной монтажеспособности снабжаются поперечной балкой длиной 12 м с кронштейнами на концах для соединения при перевозках на тяжеловозах. Такая длинная балка позволяет подводить тележки тяжеловозов при перевозках по широкой колее, приподнимать и увозить блок. При этом значительно быстрее можно демонтировать блок в зимний период, так как не требуется освобождать от льда все опоры перед перевозкой.

Параметры оснований вышки

Основные параметры основания — наибольшая нагрузка, отметка пола буровой, площадь подсвечников. Наибольшая нагрузка определяется максимально допустимой нагрузкой на ротор и нагрузкой на подсвечник, которые создаются весом бурильной колонны при наибольшей глубине бурения. Отметка пола буровой определяется двумя факторами: высотой пространства для размещения оборудования для герметизации устья скважины и высотой, необходимой для стока бурового раствора, выходящего из скважины к системе его очистки.

Высота пола буровой для установки оборудования с целью герметизации устья скважины определяется как сумма высот отдельных устройств, входящих в комплект сборки, с учетом высоты установленного на подроторные балки ротора (рис. II.5):

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + \delta, \quad (\text{II.8})$$

где $h_1 = 0,5$ м — высота колонного фланца устья скважины от поверхности земли; h_2 — высота ствольной части оборудования для герметизации устья; h_3 — расстояние от пола буровой до нижней части ротора; $\delta = 0,5 \div 0,7$ м — зазор между торцом верхнего превентора и ротором.

Площадь подсвечников — вместимость магазинов

$$F_n = kF_T, \quad (\text{II.9})$$

где $k = 1,25$ — коэффициент запаса площади; F_T — теоретическая площадь подсвечников, м^2

$$F_T = D^2 n \quad (\text{II.10})$$

(D — диаметр замка трубы, м; $n = L/l$ — число свечей; L — глубина скважины, м; l — длина свечи, м).

В табл. II.2 приведены параметры оснований по ОСТ 26-02-807—76.

Основания силовых приводов, трансмиссий и насосов имеют размеры, необходимые для установки оборудования. Они разбираются на отдельные секции, допускающие перевозку по железным или автомо-

Рис. II.5. Схема определения высоты пола буровой:

1 — фланец колонной головки; 2 — крестовина; 3, 4 и 5 — превенторы соответственно пашечные, универсальный и вращающийся; 6 — ротор

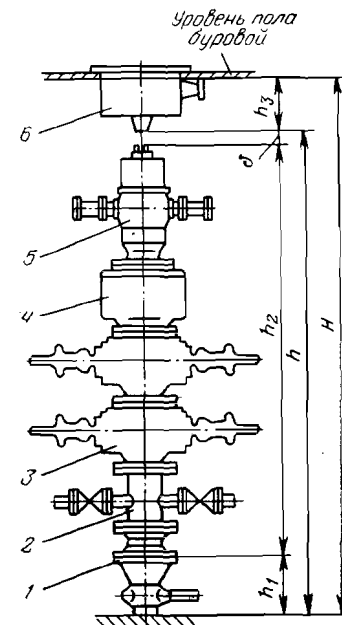


Таблица II.2
 Параметры оснований установок для эксплуатационного глубокого бурения

Параметры	Класс буровой установки										
	1	2	4	5	6	7	8	9	10	11	
	БУ1250	БУ1600	БУ2500	БУ3200	БУ4000	БУ5000	БУ6500	БУ8000	БУ11000	БУ12500	
Допускаемая нагрузка в МН на:											
подроторные балки	2	2	3	4	4	4	4	5	6,38		
подсвечники	0,48	0,6	1,2	1,25	1,5	2,2	2,4	3,0	3,84	8	
Отметка пола буровой, м, не менее	3	5	5,5	6	6	8	8	9	—	—	
Полезная площадь подсвечников, м ²	2	2,5	5	5	8	8	10	12	16	20	

бильным дорогам. Соединенные секции этих оснований образуют единый блок.

Высота оснований силового блока составляет 2—2,3 м для удобства монтажа на нем оборудования, а насосного блока — 0,95 м. Каждая секция основания представляет собой жесткую пространственную сварную ферму из профильного проката, нижняя часть которой выполнена в виде салазок для передвижения волоком по промыслу, а верхняя образует площадку, на которой установлено все оборудование. Пол застилается рифленым железом. Оборудование и проходы защищены перилами и каркасами. Основания соединяются с подвыщечным блоком и между собой хомутами и стяжками.

§ 5. НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ОСНОВАНИЕ ВЫШКИ

В процессе бурения скважин характер нагружения основания вышки меняется в зависимости от выполняемых операций.

Опасными для прочности основания могут быть три случая нагружения.

1. Полный комплект свечей бурильной колонны весом G_c находится на подсвечниках, крюк нагружен максимальной нагрузкой P_k . Например, прихват в конце подъема бурильной колонны, натяжение при спуске обсадной колонны, ветровая нагрузка q_0 на вышку до 250 Па (рис. II.6, а).

На основание одновременно действуют все вышки G_b , нагрузка на крюке P_k , вес оборудования, настилов, укрытий, ограждений и других элементов, смонтированных на полу буровой $G_{об}$, и вес комплекта свечей G_c .

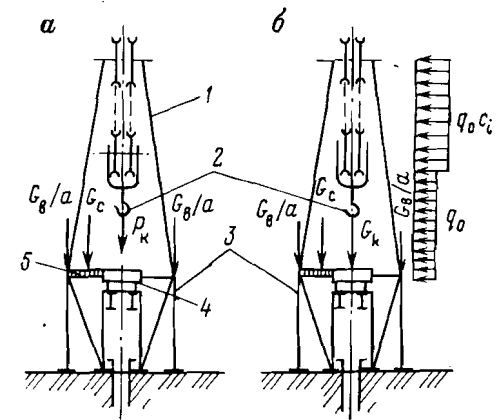


Рис. II.6. Схема нагрузок на основание вышки:

1 — вышка; 2 — крюк; 3 — основание вышки; 4 — ротор; 5 — подсвечник

Общая вертикальная нагрузка на основание вышки

$$G_{01} = G_b + P_k + G_{об} + G_c. \quad (II.11)$$

Если неподвижный конец каната прикреплен к тому же элементу основания, что и шарнир ноги вышки, то он нагружает только шарниры и ногу вышки, не увеличивая осевой нагрузки на основание. Ведущая струна каната при натяжении как бы уменьшает действие силы тяжести лебедки на основание, но увеличивает нагрузку на ногу вышки. Если лебедка устанавливается на основание силового блока, то вертикальная составляющая тягового усилия ведущей струны создает дополнительную нагрузку на ногу вышки, а горизонтальная составляющая — опрокидывающий момент, что надо учитывать при определении устойчивости вышки.

2. Полный комплект свечей бурильной колонны установлен на подсвечнике G_c , а на роторе установлена обсадная колонна максимального веса G_k , на вышку действует ветровая нагрузка q_0 , а крюк не нагружен (рис. II.6, б). На основание действует также вес вышки G_b и оборудования $G_{об}$:

$$G_{02} = G_c + G_k + G_b + G_{об}, \quad (II.12)$$

$$G_k = 1,7 \div 2,2 G_c.$$

3. Основание транспортируется с комплектом смонтированного на нем оборудования, с вышкой или без нее в зависимости от конструкции. Транспортировка осуществляется в наиболее неблагоприятных дорожных условиях, наклоны продольные и боковые, вызывающие смещение центра тяжести, ухабы и т. д. (Многokратная погрузка, разгрузка и транспортировка оснований не должна нарушать их прочность, жесткость и форму).

Нагрузки, действующие на фундамент или грунт

В процессе строительства скважины в зависимости от ее глубины и конструкции на основание действуют различные по величине нагрузки. Они передаются опорной поверхностью основания на грунт или промежуточный фундамент. Площадь основания может быть найдена из формулы

$$S_o = G_{\phi} / \sigma_{\Gamma}, \quad (II.13)$$

где $G_{\phi} = G_o + G_{oc}$ — наибольшая нагрузка на фундамент, H ; G_o — нагрузка на основание, выбирается наибольший из G_{o1} и G_{o2} ; G_{oc} — вес основания, H ; σ_{Γ} — допускаемое напряжение сжатия грунта или промежуточного фундамента, МПа.

Допустимые напряжения сжатия σ_{Γ} в МПа для некоторых материалов приведены ниже.

Бетон	0,7—3,5	Грунт скальный	1,5—2
Сосна вдоль волокон	3,0—3,5	Гравий и песок компактный	0,5—0,6
Сосна поперек волокон	0,5—2,2	Твердая глина	0,2—0,4
Кирпич	0,8—5	Мягкая глина	0,1—0,2

В тех случаях, когда действующие напряжения на грунт превышают допустимые, выкладывается промежуточный фундамент различной конструкции и глубины, который должен обеспечить удобное размещение и устойчивость бурового оборудования и исключить его сильные вибрации в период строительства скважины и промышленного оборудования в период эксплуатации.

Срок службы фундамента должен быть не менее срока эксплуатации скважины. Нулевая отметка фундамента должна быть выше уровня поверхности грунта при конечной осадке при действии максимальной нагрузки. Площадь фундамента должна обеспечивать возможность перемещения и работы на нем монтажных и транспортных средств.

§ 6. УСТОЙЧИВОСТЬ БУРОВЫХ СООРУЖЕНИЙ

Вышки устанавливают на высокие основания и прочно крепят к ним, особенно вышки мачтового типа. При действии ветровых нагрузок вышка может быть опрокинута только вместе с основанием. Если вышка башенного типа устанавливается на низкое основание без прочного крепления ее ног, то она должна быть проверена на устойчивость, при этом влияние оттяжек не учитывается. Оттяжки устанавливают для обеспечения устойчивости во время бурь и сильных ветров.

Момент, опрокидывающий вышку на основание (точка B на рис. II.7):

$$M_{об} = P_{\Gamma} h + P_{\Gamma.вт} (h_b - H) + P_{\Gamma.с} h_{п}, \quad (II.14)$$

где P_{Γ} — горизонтальная составляющая от усилия натяжения ведущей и ведомой струн талевого каната, H ; $P_{\Gamma.вт}$ — равнодействующая от ветрового давления на вышку, H ; $P_{\Gamma.с}$ — горизонтальная составляющая от веса пакета свечей, H ; h — высота вышки, m ; $h_b - H$ — расстояние от опорной поверхности вышки до точки приложения ветровой нагрузки, m ; $h_{п}$ — расстояние от опорной поверхности вышки до верхнего магазина пакета свечей, m .

Момент устойчивости вышки на основании

$$M_{ув} = G_b l, \quad (II.15)$$

где G_b — сила тяжести ненагруженной вышки, H ; l — расстояние от оси $O-O$ скважины до точки B крепления подкоса, m .

Для обеспечения устойчивости необходимо, чтобы

$$M_{ув} = M_o k, \quad (II.16)$$

Основное условие устойчивости

$$k = M_{ув} / M_o, \quad (II.17)$$

где $k = 1,15 \div 1,2$ — запас устойчивости; $M_{ув}$ — восстанавливающий момент, создаваемый силами системы относительно линии опрокидывания; M_o — опрокидывающий момент, создаваемый внешними силами системы относительно той же линии опрокидывания.

Момент опрокидывания сооружения основание — мачта относительно точки A при установке лебедки ниже пола буровой и креплении неподвижной струны каната

$$M_o = P_{\Gamma} (H + h) + P_{\Gamma.вт} h_b, \quad (II.18)$$

Момент устойчивости сооружения основание — мачта

$$M_{уc} = (G_b + G_o) b, \quad (II.19)$$

где G_o — вес основания, H ; b — расстояние от оси скважины $O-O$ до точки A , m .

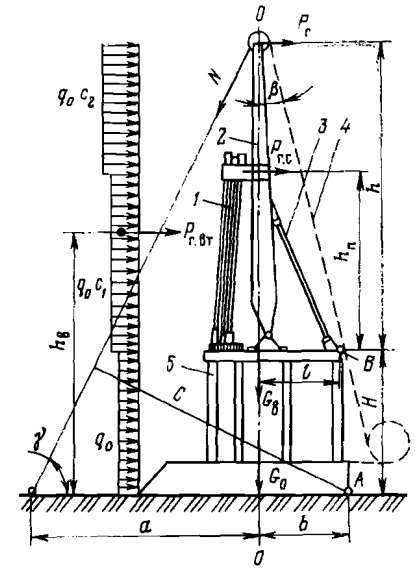


Рис. II.7. Схема расчета устойчивости бурового сооружения:
1 — пакет свечей; 2 — мачта; 3 — подкос вышки; 4 — ведущая ветвь каната; 5 — основание

При ураганных скоростях ветра, превышающих нормы, для увеличения восстанавливающего момента и устойчивости сооружения необходимо не только нагрузить талевую систему, но и ротор, поставив часть колонны на элеватор.

Опрокидывающий момент вычисляется как сумма моментов всех сил, опрокидывающих систему:

$$M_0 = P_1 x_1 + P_2 x_2 + \dots + P_n x_n. \quad (\text{II.20})$$

Здесь P_1, P_2, \dots, P_n — внешние силы; x_1, x_2, \dots, x_n — соответственно их плечи.

Аналогично вычисляется восстанавливающий момент.

При расчете устойчивости вышки принимают одну оттяжку, так как добиться одинакового натяжения оттяжек трудно, а излишнее предварительное натяжение может вызвать дополнительные горизонтальные силы. Поэтому в рабочем положении без ветра оттяжки должны иметь слаbinу и одинаковую стрелу провеса.

Натяжение оттяжки сооружения вышка — основание

$$N = M_{oc}/C = M_{oc}/(a+b) \sin \gamma, \quad (\text{II.21})$$

где a — расстояние от оси скважины до точки крепления оттяжки; γ — угол между оттяжкой и поверхностью земли.

В зависимости от действующей силы в оттяжке выбирают ее диаметр с учетом коэффициента запаса прочности каната, обычно равного 2—3, если оттяжки устанавливаются параллельно или в два яруса, то этот коэффициент снижают до 1,5—2. Если оттяжки укреплены под углом к нормальной плоскости, то расчет уточняется с учетом этого угла.

Пример II.5. Определить запас устойчивости вышки для условий примера II.4, если вес вышки с оснасткой $G_b = 350$ кН, а расстояние от ее оси до точки опрокидывания $l = 10,76$ м.

Момент опрокидывания вышки

$$M_{об} = P_{г.вт1} l_1 + P_{г.вт2} l_2 + P_{г.вт3} l_3 + P_{г.вт4} l_4,$$

где $l_1 = 5$; $l_2 = 17$; $l_3 = 26$; $l_4 = 36$ — расстояния от основания вышки до точек приложения равнодействующих сил ветрового давления на панели вышки, м.

Тогда

$$M_{об} = 168 \cdot 5 + 33 \cdot 17 + 40 \cdot 26 + 20 \cdot 36 = 3161 \text{ кН}.$$

Момент устойчивости вышки

$$M_{ув} = G_b l = 350 \cdot 10,76 = 3766 \text{ кН}.$$

Запас устойчивости

$$k = M_{ув}/M_{об} = 3766/3161 = 1,19,$$

что достаточно.

Подроторные балки — ответственные элементы основания. Они выполняются из профильного или листового проката и снабжаются ребрами жесткости для повышения устойчивости. Основания прикрепляют к фермам болтами либо пальцами. Опорные части фермы, к которым крепят балки, рассчитывают на установку роторов различных размеров. Верхние полки подроторных балок снабжаются ограничительными элементами, препятствующими перемещению ротора.

Подсвечники выполняются в виде платформы, состоящей из ряда двутавровых балок, соединенных промежуточными связями. На верхнюю поверхность балок укладывают сплошной деревянный настил толщиной не менее 70 мм. Между балками монтируют трубопроводы, по которым подается пар для обогрева нижних концов бурильных свечей. Подсвечники крепят к несущим поясам ферм основания, высота их обычно не превышает 0,5 м от пола буровой. Для работы с АСП подсвечник (магазин) оборудуется металлоконструкцией, разделенной на секции перегородками из труб. При установке свечей в секции заводят их нижние концы.

Приемные мостки и стеллажи для труб состоят из наклонной и горизонтальной цельносварных пространственных ферм. Верхние и нижние пояса ферм выполняют из парных балок таврового сечения, образующих замкнутый контур. Решетка выполняется из сортового или профильного проката. Горизонтальная ферма снабжается полозьями, что позволяет транспортировать ее с помощью трактора. Фермы между собой соединяются на шарнирах. Обе фермы обшиваются сплошным деревянным или металлическим настилом, обеспечивающим перемещение по нему бурового оборудования, инструмента, бурильных и обсадных труб и других грузов.

Габариты приемных мостков, ограждающих и переходных устройств должны соответствовать правилам Госгортехнадзора. Высота приемных мостков определяется высотой транспортных средств, обслуживающих буровую установку, и составляет 1,2—2 м. Длина горизонтальной части их обычно 15 м, ширина 2—2,5 м, угол наклона к горизонтали 35—70°. В конце приемных мостков монтируется трап. Стеллажи для труб решетчатой или балочной конструкции примыкают к приемным мосткам, и их число должно соответствовать полному комплекту бурильных труб для обеспечения бурения скважины проектной глубины.

Лестницы и ограждения необходимы для подъема на основания. Их число определяется конструкцией буровой установки. Размеры лестниц, перил, ступенек выполняются в соответствии с правилами Госгортехнадзора. Перила лестниц изготавливаются из гнутого профиля или профильного проката таврового сече-

ния, перила и стойки — из труб. Крепление лестниц к фермам оснований — шарнирное.

Укрытия предназначены для утепления помещений и защиты обслуживающего персонала и оборудования от метеорологических воздействий. Различают сборно-каркасные и бескаркасные укрытия. В состав первых, помимо металлического каркаса, входит обшивка, прикрепляемая к фермам каркаса. Бескаркасное укрытие состоит из соединенных между собой жестких утепленных щитов различной конфигурации, воспринимающих силовые воздействия.

В качестве обшивки используют деревянные и металлические щиты, а также мягкие тканевые материалы с пропиткой и брезенты. Весьма экономично применять листы из легких сплавов и пластмассовых материалов, так как значительно снижается масса, уменьшаются расходы на монтаж, транспортирование и окраску укрытий. В буровых установках для работы в суровых климатических условиях Заполярья буровые утепленные укрытия обогреваемых помещений целесообразно выполнять из двойных металлических листов с пространством в 40—50 мм между ними, заполненным теплоизолирующим материалом.

Соединительные элементы предназначены для сборки металлоконструкций оснований. Трудоемкость сборки и разборки зависит от типа и числа разъемных соединений. Наиболее целесообразно применять быстроразъемные соединения. Фермы основания соединяются полухомутами. Жесткость соединения обеспечивается плотным соприкосновением фланца патрубка с полухомутами. Весьма экономичны и надежны соединения на пальцах и высокопрочных болтах большого диаметра. В соединениях с высокопрочными болтами усилие передается трением, возникающим между соприкасающимися плоскостями.

Опорные элементы (опорные фермы, козлы, подставки) предназначены для восприятия силовых воздействий и передачи их на фундамент (бетонный, деревянный) или непосредственно на грунт. Опорная поверхность этих элементов выполняется с развитой площадью опирания, обеспечивающей низкие удельные нагрузки. Соблюдение этого условия особенно важно в конструкциях основания, эксплуатирующихся в районах с податливыми грунтами. Допустимые удельные нагрузки на грунт определяются в каждом конкретном случае в зависимости от геолого-почвенных условий и выбираются в пределах 0,05—0,2 МПа. В болотистых районах эта величина снижается до 0,01—0,02 МПа.

§ 8. МОНТАЖ И ТРАНСПОРТИРОВКА БУРОВЫХ СООРУЖЕНИЙ

Монтаж и транспортировка оснований

Буровые установки в пределах промысла транспортируются обычно с оборудованием, установленным на основаниях. На небольшие расстояния, если позволяют дорожные условия, установки перевозят крупными блоками, иногда даже с поднятой мачтой, при помощи тракторов или на тяжеловозах.

В обычных дорожных условиях сооружения, основания и оборудование перевозят отдельно на тяжеловозах или на гусеничных тележках отдельными блоками, и буровую установку собирают на площадке, заранее подготовленной у устья будущей скважины. Если основания перевозят без оборудования, то сначала устанавливают выщечный блок так, чтобы вертикальная ось отверстия ротора совпала с осью скважины. Затем монтируют основания лебедки и силового блока, после чего на них устанавливают все необходимое оборудование и вышку. Монтаж осуществляется с помощью стрел и лебедок, которые находятся на автотягачах или тракторах.

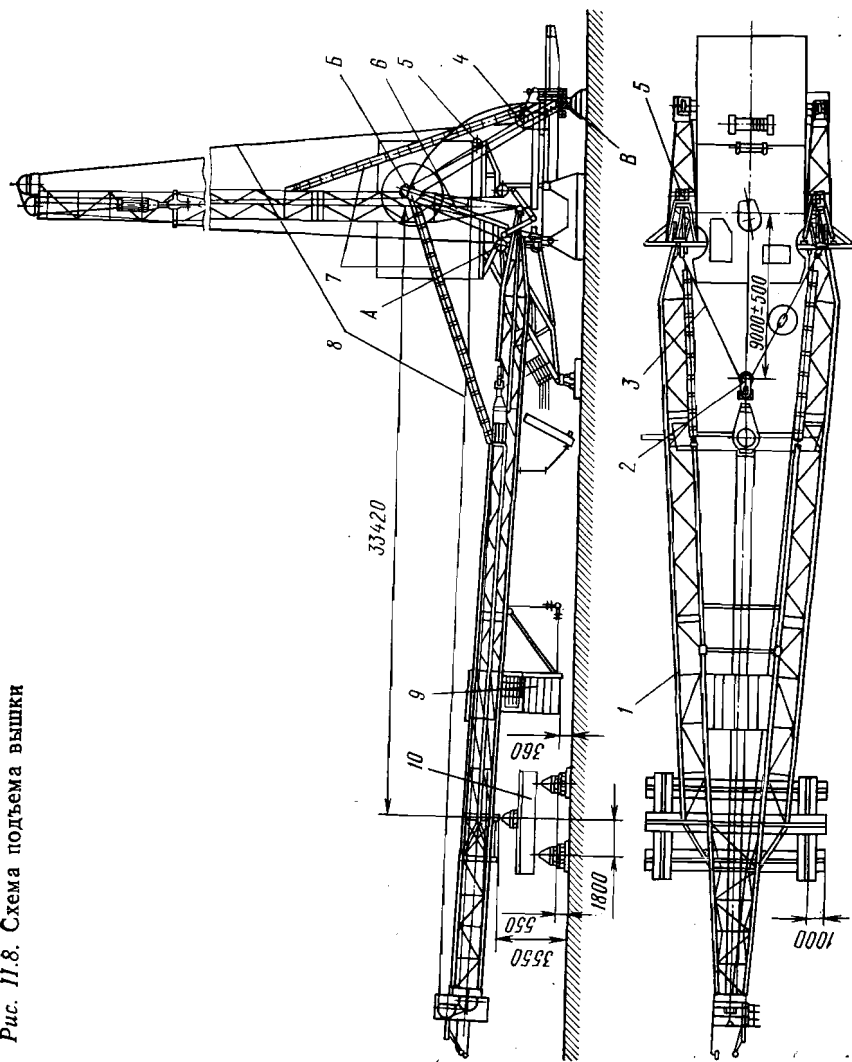
Монтаж и транспортировка вышек

Способы монтажа и демонтажа вышек во многом определяются их конструкцией. Секционные мачтовые вышки собирают из цельносварных секций в горизонтальном положении на козлах. Небольшое число разъемов блоков предопределяет малую трудоемкость работ, а применение средств механизации тяжелых работ позволяет делать процесс сборки высокоэффективным. Время монтажа мачтовой вышки при прочих равных условиях во много раз меньше, чем башенной.

На рис. II.8 приведена схема подъема мачтовой вышки установки БУ2500ЭП с помощью буровой лебедки и подъемных стоек. Собранные на земле из ферм секций колонны 1 устанавливают в опоры основания на выкладке 10. Затем монтируют подкронблочную раму, и вышку центрируют относительно оси основания. После этого на вышку устанавливают балкон 9, все оборудование, механизм подъема и осуществляют оснастку талевого системы.

Вышку поднимают и опускают с помощью буровой лебедки 4. Для этого на полу буровой над лебедкой 4 устанавливают барабан 5, служащий для направления подвижного конца талевого каната 8. Затем специальный подъемный канат 3 пропускают через уравнильный блок 2, прикрепленный к буровому крюку. При натяжении подвижного конца талевого каната 8 крюк начинает перемещаться к кронблоку и натягивает подъемный канат 3, который проходит через блоки А и Б подъемных

Рис. 11.8. Схема подъема вышки



стоек 6 и блоки В, укрепленные внизу на башмаках стоек 7. Концы подъемного каната 3 закреплены в точках В стойки 6, благодаря чему при натяжении подъемного каната точка В перемещается в точку В и при этом вышка перемещается в вертикальное положение. Собирают вышку и устанавливают балкон иногда при низкой выкладке 10 при первоначальном положении канатов. В буровых установках небольшой грузоподъемности для подъема вышек применяют гидравлические домкраты.

Мачтовые вышки можно транспортировать автотранспортом без разборки в вертикальном или горизонтальном положениях, а также разобранные на отдельные секции. Вышки башенного типа разбирают на отдельные части. Наиболее распространенный способ сборки — метод монтажа сверху вниз с помощью специального вышечного подъемника. Особенность его заключается в том, что монтаж вышки начинается с верхних секций. Первыми монтируют козлы и подкронблочные балки, затем к ним присоединяют верхнюю секцию, собираемую внутри вышечного подъемника. Ее поднимают с помощью приспособления на высоту следующей секции вышки и присоединяют к уже поднятой. Поднимают две собранные секции и монтируют на полу следующую секцию и так до самой нижней секции.

Линейные размеры подъемника зависят от размеров секций. Строительство вышек башенного типа при помощи стрел или сборки в горизонтальном положении с последующим подъемом в рабочее положение не распространены, так как затруднена механизация строительства и приходится вести работы на большой высоте.

§ 9. СООРУЖЕНИЯ ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН НА МОРЕ

Значительное увеличение объемов буровых работ на море, характеризующихся большим разнообразием глубин, климатических, геолого-технологических условий, явилось причиной того, что в настоящее время в мире построено и эксплуатируется много специализированных буровых сооружений различных конструкций.

Эти морские сооружения практически строятся по индивидуальным проектам, но их можно классифицировать следующим образом:

эстакады и отдельные стационарные морские основания (СМО);

самоподъемные плавучие буровые установки (СПБУ);

полупогружные плавучие буровые установки (ППБУ);

буровые суда (БС).

В каждом из этих классов можно выделить ряд подклассов. Например, СМО подразделяются на основания ферменной кон-

струкции (металлические) и гравитационные (железобетонные), ППБУ — на установки с якорной системой удержания на точке бурения и установки с системой динамического позиционирования, СПБУ различаются по числу опорных колонн.

Рассмотрим коротко типы этих буровых сооружений. Нефтегазовые месторождения Каспия разбуривают при глубинах моря 10—100 м с использованием эстакад и стационарных морских оснований уже около 40 лет и за это время было сооружено свыше 1000 стационарных оснований, большая часть которых имеет ферменные конструкции.

В настоящее время в Баку строят стационарные основания, позволяющие вести эксплуатационное бурение кустовым методом (по 24 скважины и более в кусте) при глубинах моря до 200 м. Устье скважины расположено на площадке блока и соединяется со скважиной водоотделяющей колонной. По окончании бурения скважин буровой блок заменяется эксплуатационным.

Буровое оборудование, размещаемое на верхней площадке СМО, отличается от применяемого на суше главным образом компоновкой. Установка водоотделяющих колонн позволяет оборудовать устье скважины и обеспечить его герметизацию с помощью тех же средств, что и на суше.

СПБУ представляют собой сооружения, состоящие из плавучего корпуса 1, снабженного тремя — пятью опорными колоннами 3, буровой вышкой 2, комплектом бурового оборудования и вертолетной площадкой 5 (рис. 11.9). СПБУ перемещается буксирами, а опорные колонны при этом поднимаются. В рабочем положении колонны опускают до упора в дно моря, а корпус СПБУ приподнимается над поверхностью моря на 6—12 м. Башмаки колонн внедряются в грунт на глубину 15—20 м и более. Энергетическое и насосное оборудование СПБУ, жилые помещения 4 для персонала размещаются сверху или внутри корпуса; вышку, подъемное оборудование и резервуары для химических реагентов монтируют на верхней палубе.

Основное назначение СПБУ — бурение разведочных скважин глубиной до 6500 м при глубинах моря до 100 м. Мировой парк СПБУ составляет около 350 единиц. В СССР с помощью отечественных установок «Азербайджан», «Хазар», «Бакы», «60 лет Октября» и других ведется поисково-разведочное бурение на Каспии. Технология бурения с СПБУ практически не отличается от технологии бурения с СМО.

ППБУ используют для разведочного бурения скважин при глубинах моря более 300 м. Самая большая в мире глубина моря, при которой была пробурена разведочная скважина, составила 1570 м. При бурении на больших глубинах моря представляют большие сложности удержание бурового судна на оси

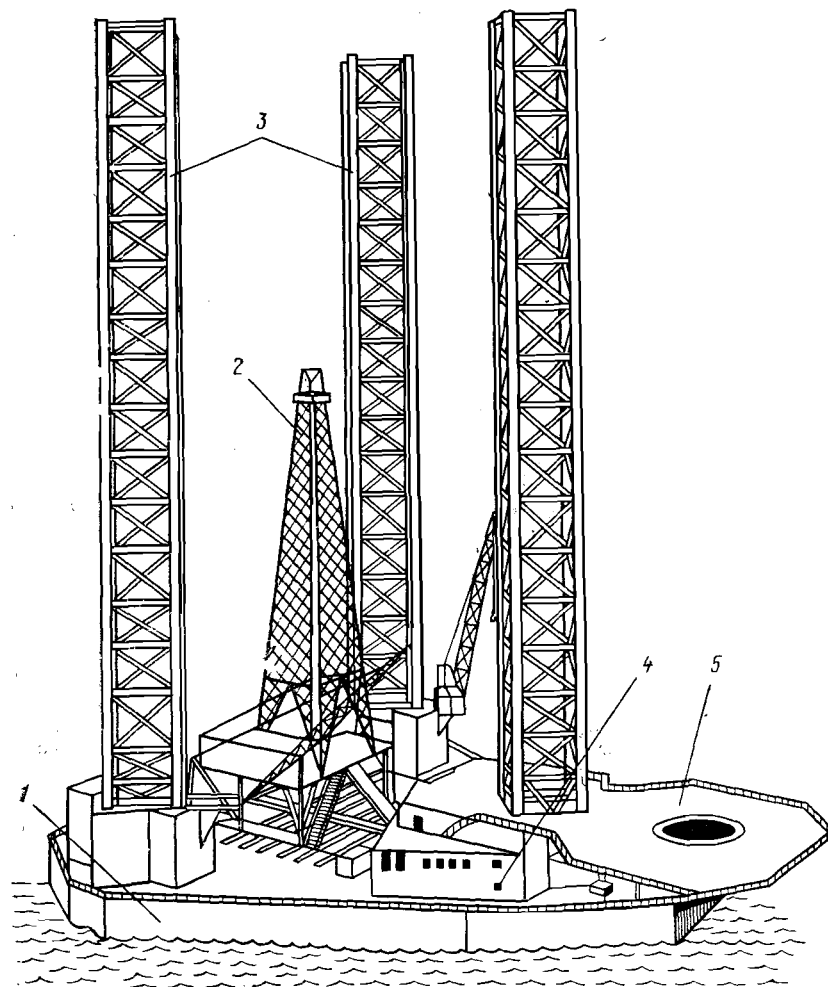
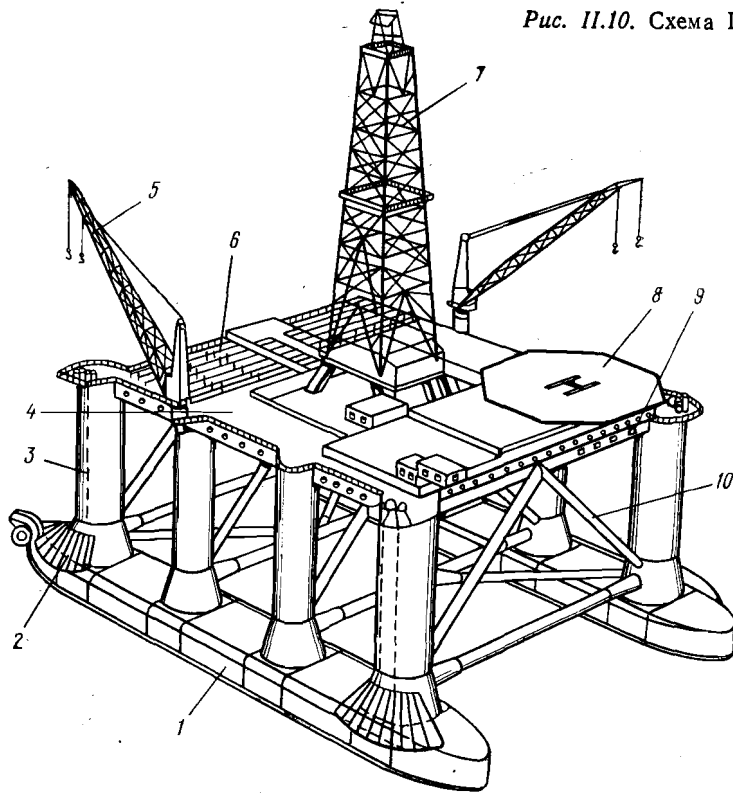


Рис. 11.9. Самоподъемная плавучая буровая установка

скважины вследствие волнения моря и течений, спуск водоотделяющих колонн очень большой массы и др.

Конструкции ППБУ весьма разнообразны, но принципиальное их устройство отличается мало. На рис. 11.10 показана схема ППБУ, состоящего из нижних понтонов 1 с прикрепленными вертикальными стабилизирующими колоннами 3, на которых расположена площадка 4 установки. На площадке смонтированы краны 5 для укладки труб в стеллажи 6, а также для подъема других грузов. Здесь же установлена башенная вышка 7

Рис. 11.10. Схема ППБУ



с подъемным оборудованием. Насосное оборудование размещается внутри корпуса. На площадке 4 или несколько выше размещена посадочная площадка 8 для вертолетов.

Между собой понтоны и стабилизирующие колонны соединены коробчатыми балками 9 и раскосами 10. В передней и задней частях понтонов находятся якорные цепи 2. При транспортировке ППБУ буксирами или за счет собственной двигательной установки понтоны погружены незначительно, в рабочем положении они погружаются на глубину 20—25 м, при этом корпус приподнят над уровнем моря на высоту 12—16 м. На точке бурения ППБУ удерживается якорями или системой динамической стабилизации, управляемой компьютерами.

В связи с тем, что в процессе бурения ППБУ не остается неподвижной относительно оси скважины, буровое оборудование, применяемое на этих установках, отличается от устанавливаемого на СМО и СПБУ тем, что талевая система оснащается смонтированными в ней компенсаторами вертикальных перемещений, обеспечивающими неизменное положение крюка при кач-

ке ППБУ. Вместо водоотделяющей колонны устанавливается морской стоек, соединяющий подводное устье скважины и установленное на нем противовыбросовое оборудование с технологическим буровым оборудованием, размещенным на ППБУ. Стояк допускает незначительные смещения ППБУ относительно оси скважины в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а также угловые колебания установки. Значительно усложняется оборудование устья скважины и система управления находящимся под водой противовыбросовым оборудованием. В настоящее время мировой парк ППБУ составляет около 200 единиц.

Буровые суда (БС) позволяют вести геологоразведочное бурение при глубинах моря до 1000 м и более. БС представляет собой обычное морское судно водоизмещением 7—35 тыс. м³, на палубе которого смонтирована вышка и буровое оборудование, аналогичное применяемому на ППБУ. Проведение буровых работ на значительной глубине возможно, так как БС имеют мощные системы динамического позиционирования, позволяющие удерживать судно над точкой бурения при скоростях ветра 60—100 км/ч и высоте волн 5—6 м.

Контрольные вопросы к гл. II

1. Металлические сооружения и конструкции, используемые в буровых установках для бурения на континенте.
2. Вышки, применяемые в буровых установках и их параметры.
3. Преимущество мачтовых вышек по сравнению с башенными. Недостатки мачтовых вышек.
4. Нагрузки, действующие на вышку в процессе проводки скважины.
5. Силы, создающие вертикальные и горизонтальные нагрузки на вышку.
6. Основания вышек для бурения на суше.
7. Параметры, характеризующие основание вышки.
8. Нагрузки, действующие на основание вышки.
9. Монтаж и транспортировка мачтовых вышек.
10. Буровые сооружения для бурения скважин на море и их классификация.

ГЛАВА III

ТАЛЕВАЯ СИСТЕМА

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ, СХЕМЫ И УСТРОЙСТВО

В процессе проводки скважины подъемная система выполняет различные операции. В одном случае она служит для проведения СПО с целью замены изношенного долота, спуска, подъема и удержания на весу бурильных колонн при отборе керна, ловильных или других работах в скважине, а также для спуска обсадных труб. В других случаях обеспечивает создание

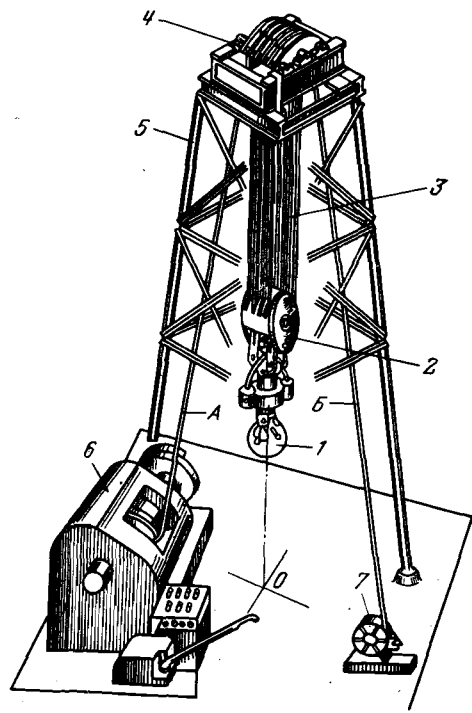


Рис. III.1. Подъемная система буровой установки

на крюке необходимого усилия для извлечения из скважины прихваченной буровой колонны или при авариях с ней. Для обеспечения высокой эффективности при этих разнообразных работах подъемная система имеет два вида скоростей подъемного крюка: техническую для СПО и технологические для остальных операций.

В связи с изменением веса буровой колонны при подъеме для обеспечения минимума затрат времени подъемная система должна обладать способностью изменять скорости подъема в соответствии с нагрузкой. Она также служит для удержания буровой колонны, спущенной в скважину, в процессе бурения.

Подъемная система установки (рис. III.1) представляет собой полиспастный механизм, состоящий из кронблока 4, талевого (подвижного) блока 2, стального каната 3, являющегося гибкой связью между буровой лебедкой 6 и механизмом 7 крепления неподвижного конца каната. Кронблок 4 устанавливается на верхней площадке буровой вышки 5. Подвижный конец А каната 3 крепится к барабану лебедки 6, а неподвижный конец В — через приспособление 7 к основанию вышки. К талевому блоку присоединяется крюк 1, на котором подвешивается на штропах элеватор для труб или вертлюг. В настоящее время талевый блок и подъемный крюк во многих случаях объединяют в один механизм — крюкоблок.

Нагрузку на талевый блок $P_{тб}$ определяют как наибольшую нагрузку от веса колонны P_k и веса крюка: статическая нагрузка

$$P'_{тб} = P_k + G_k; \quad (III.1)$$

динамическая нагрузка

$$P''_{тб} = (P_k + G_k) \left(1 + \frac{\epsilon_k}{g} \right), \quad (III.2)$$

где G_k — вес крюка и элеватора со штропами; ϵ_k — ускорение крюка при подъеме; g — ускорение свободного падения.

Полиспастная система служит для снижения скорости движения крюка и увеличения его подъемной силы за счет снижения скорости ведущей струны каната, наматываемого на барабан. Чем больше число струн каната и шкивов участвует в работе, тем медленнее будет подниматься талевый блок с крюком. Усилия в струнах талевого каната P_T в состоянии покоя и движения неодинаковые.

При статическом нагружении (состояние покоя)

$$P_T = P'_{тб} + G_{тб} + G_{тк}, \quad (III.3)$$

где $G_{тб}$ — вес талевого блока при нижнем положении крюка; $G_{тк}$ — вес $2/3$ длины каната талевой оснастки.

Заменим веса отдельных элементов подвижной части талевой системы их общим весом

$$G_{тс} = G_{тб} + G_{тк},$$

тогда

$$P_T = P_{к\max} + G_{тс} \quad (III.4)$$

($P_{к\max}$ — максимальная нагрузка на крюке).

Каким бы ни было усилие P_T , динамическим или статическим, всегда

$$P_T = P_1 + P_2 + \dots + P_n, \quad (III.5)$$

где P_1, P_2, \dots, P_n — усилия в несущих струнах полиспаста, находящихся между талевым блоком и кронблоком. Нетрудно показать, что в состоянии покоя эти усилия равны между собой, т. е.

$$P_1 = P_2 = \dots = P_n = P_B = P_M, \quad (III.6)$$

где P_B и P_M — усилия в ведущей и неподвижной струнах каната (рис. III.2).

Тогда усилие в любой струне в состоянии покоя

$$P_c = P_T / u_{тс}, \quad (III.7)$$

где $u_{тс}$ — число струн каната между талевым блоком и кронблоком, т. е. кратность полиспаста; P_T — усилие в струнах талевого каната при статическом нагружении.

Усилие в струнах талевой оснастки при подъеме не превышает 10% наибольшего веса буровой колонны, а при спусках и резком торможении может превышать этот вес в 1,5 раза. При движении талевой системы вследствие трения о шкивы и изгиба каната по шкиву нагрузка на струны каната неодинаковая

$$P_{вп} = P_1 / \eta_{ш}, \quad P_1 = P_2 / \eta_{ш} \text{ и т. д.}$$

($\eta_{ш}$ — к. п. д. струны шкива).

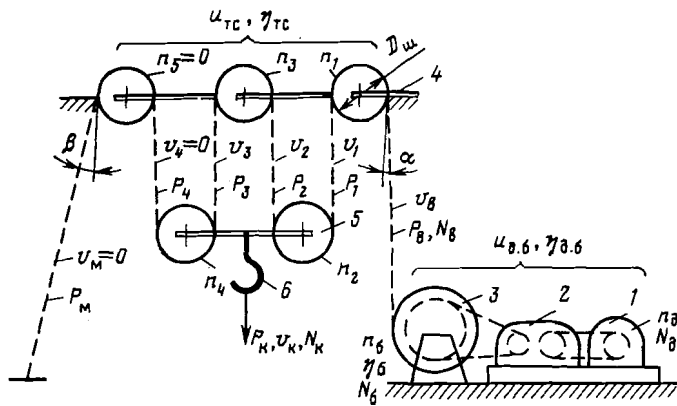


Рис. III.2. Кинематическая схема подъемной системы с приводом:
1 — двигатель; 2 — трансмиссия с КПП; 3 — лебедка; 4 — кронблок; 5 — талевый блок;
6 — крюк

К. п. д. талевой системы $\eta_{тс}$ зависит от числа шкивов, диаметра каната, степени их изношенности, нагрузки на крюке и др. Для расчетов принимают $\eta_{ш} = 0,96 \div 0,97$, тогда

$$\eta_{тс} = \eta_{ш} (1 - \eta_{ш}^{u_{тс}}) / u_{тс} (1 - \eta_{ш}). \quad (III.8)$$

Для практических расчетов можно использовать формулу

$$\eta_{тс} = 1 - 0,02 u_{тс}.$$

При небольших нагрузках и незагруженном крюке величина $\eta_{тс}$ значительно меньше, чем при полной нагрузке.

В период установившегося движения при подъеме натяжение ведущей струны

$$P_{вп} = (P_{к \max} + G_{тс}) / u_{тс} \eta_{тс}. \quad (III.9)$$

Натяжение рабочих струн при подъеме

$$P_{1п} = P_{вп} \eta_{ш}; \quad P_{2п} = P_{1п} \eta_{ш}, \dots; \\ P_{iп} = P_{iп-1} \eta_{ш}. \quad (III.10)$$

Натяжение неподвижной струны каната при подъеме

$$P_{мп} = P_{вп} \eta_{тс}.$$

При спуске натяжение ведущей струны каната в период установившегося движения

$$P_{вус} = (P_{кд \max} + G_{тс}) \eta_{тс} / u_{тс}, \quad (III.11)$$

где $P_{кд \max}$ — максимальная нагрузка на крюке при спуске.

Силы трения при подъеме и спуске в расчетах принимают равными.

Скорость ведущей струны каната при подъеме $v_{в}$ по условиям намотки на барабан лебедки не должна превышать 20 м/с:

$$v_{в} = v_{к} u_{тс} \leq 20 \text{ м/с} \quad (III.12)$$

($v_{к}$ — скорость крюка, м/с).

Число шкивов кронблока $z_{кб}$ всегда на один больше, чем в талевом блоке $z_{тб}$, а число струн каната в оснастке четное:

$$z_{кб} = z_{тб} + 1. \quad (III.13)$$

Характеристика талевых систем приведена в табл. III.1.

Число шкивов, их размеры и число струн каната в талевой системе, т. е. кратность полиспаста $u_{тс}$, определяются допустимой нагрузкой на крюке, тяговым усилием лебедки, скоростью навивок каната на барабан, числом рядов навивки каната, размерами, прочностью, работоспособностью, типом и стоимостью талевых каната.

Средняя частота вращения барабана лебедки (в об/мин)

$$n_{б.ср} = v_{в.ср} 60 / \pi D_{ср}, \quad (III.14)$$

где $D_{ср} = (D_o + D_e) / 2$ — средний диаметр навивки каната, м; $D_o = D_б + d_k$ — минимальный диаметр навивки каната, м; $D_б$ — диаметр бочки барабана, м; d_k — диаметр каната, м; D_e — наибольший диаметр навивки каната, м

$$D_e = D_б + \alpha (2z - 1) d_k, \quad (III.15)$$

(z — число слоев навивки каната $\alpha = 0,93 \div 0,95$ — коэффициент уменьшения диаметра навивки за счет смятия и укладки каната).

Мощность на крюке при подъеме колонн (в кВт)

$$N_{кп} = P_{к} v_{к.ср} / 2 \quad \text{или} \quad N_{кп} = P_{к} v_{к \min}, \quad (III.16)$$

где $P_{к}$ — наибольшая нагрузка на крюк, МН; $v_{к.ср}$ и $v_{к \min}$ — средняя и минимальная скорости подъема крюка, м/с.

Мощность на ведущей струне талевых каната

$$N_{вп} = N_{кп} / \eta_{тс} \quad \text{или} \quad N_{вп} = P_{вп} v_{в.ср} / 2 \eta_{тс} \quad (III.17)$$

($v_{в.ср}$ — средняя скорость ведущей ветви талевых каната).

Канат на барабан можно навивать в несколько слоев по винтовой линии с противоположным направлением в смежных слоях или с параллельной укладкой витков. Лучшая в отношении уменьшения износа каната — параллельная укладка, при которой коэффициент α имеет наименьшее значение. При бурении скважин одинаковой глубины в различных условиях на крюк действуют одинаковые нагрузки, но число СПО может отличаться. Если число СПО небольшое, то решающей является прочность каната, а при большом числе СПО — его абразивный и

Таблица III.1
Основные характеристики талевых систем буровых установок по ГОСТ 16293—82

Показатели	Буровые установки										
	БУ1250	БУ1600	БУ2000	БУ2500	БУ3200	БУ4000	БУ5000	БУ6500	БУ8000	БУ10000	БУ12500
Условная глубина бурения, м	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6500	8000	10 000	12 500
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000
Диаметр каната, мм	22; 25	22; 25	22; 25; 28	25; 28	28; 32	28; 32	32; 35	32; 35	35; 38	38; 42	42; 44
Число рабочих струн в оснастке	8—10	8—10	10—12	12—14	14—16	14—16	14—16	14—16	14—16	14—16	14—16
Диаметр шкива по дну желоба, м	0,7—0,8	0,8—0,9	0,9—1,1	1,0—1,2	1,2—1,3	1,2—1,4	1,3—1,5	1,4—1,6	1,4—1,6	1,4—1,6	1,4—1,6

усталостный износ. В одном случае можно применить систему с большим числом шкивов и струн каната, но с небольшим его диаметром, в другом случае — канат большого диаметра с высоким сопротивлением разрыву, абразивному и усталостному износу.

Практикой эксплуатации установлено, что целесообразнее уменьшать число шкивов в талевой системе, увеличивать их диаметр и применять прочные канаты большего диаметра с тем, чтобы уменьшить число слоев навивки каната на барабан. Для этого также применяют большие соотношения между диаметрами шкива и каната (до $42d$) и более жесткие, но износостойкие канаты с линейным касанием проволок в пряди и металлическим сердечником, обеспечивающие меньшее поперечное смятие каната.

При вращении барабана лебедки, на котором закреплен ведущий конец каната, последний будет наматываться на барабан и заставит талевый блок подниматься вверх по направлению к кронблоку. Чем большее число шкивов системы участвует в работе (вращается), тем медленнее будет подниматься блок и тем меньше будет натяжение ведущего конца каната, например, если на подъемном крюке подвешена колонна весом $G_k = 1,5$ МН, а талевая система состоит из талевого блока с пятью шкивами и кронблока с шестью шкивами (в том числе один невращающийся, через который проходит неподвижно закрепленный конец каната), натяжение ведущего конца каната

$$P_{вп} = (P_k + G_{тс}) / 2z_{тб}\eta_{тс}, \quad (III.18)$$

где P_k — нагрузка на крюке, МН; $G_{тс}$ — вес подвижной части талевой системы, МН; $z_{тб}$ — число шкивов талевого блока; $\eta_{тс} = 1 - 0,02 u_{тс}$ — к. п. д. талевой системы.

Если $P_k = 1,5$; $G_{тс} = 0,08$; $z_{тб} = 5$; $\eta_{тс} = 0,80$, то

$$P_{вп} = (1,5 + 0,08) / 2 \cdot 5 \cdot 0,80 = 0,197 \text{ МН.}$$

Следовательно, при десятиструнной оснастке мы выигрываем в силе почти 8 раз ($1,5 : 0,197$). Однако одновременно с этим скорость подъема труб уменьшается в 10 раз. Талевая система позволяет при принятых в буровых установках скоростях подъема использовать канаты диаметром от 22 до 44 мм при любой глубине бурения.

Кронблоки и крюкоблоки классифицируются по трем основным параметрам: максимально допустимой нагрузке, диаметру шкивов по дну желоба и числу шкивов. Эти параметры часто используются в качестве их шифра.

Основные присоединительные размеры кронблоков и крюкоблоков (в составе буровой установки): диаметр шкивов по дну желоба; размер профиля желоба шкивов; число шкивов; размеры рамы для крепления кронблока к вышке.

§ 2. СТАЛЬНЫЕ ТАЛЕВЫЕ КАНАТЫ

Типы и конструкции талевых канатов

Существует большое разнообразие конструкций канатов, свитых из стальных проволок, различных как по форме поперечного сечения (круглые, плоские, овальные и др.), так и по конструкции отдельных прядей и их навивки (число элементов, свитых в канате, род их свивки, диаметр проволоки и др.).

В талевых системах буровых установок используются стальные канаты только круглого сечения двойной свивки из одинаковых канатов, называемых прядями (рис. III.3).

Стальные талевые канаты (рис. III.4) изготавливают различной конструкции: крестовой свивки правой и левой, обозначаемые соответственно символами «Z» и «S». При этой свивке проволоки в прядях свиваются в одну сторону, а пряди вокруг сердечника в другую. В талевых системах для эксплуатационного бурения более распространены канаты правой крестовой свивки, изготовленные из высокоуглеродистой высокомарганцовистой канатной стальной проволоки с пределом прочности 1766—1960 МПа.

Пряди изготавливают из разного числа слоев проволок (рис. III.5). Трехслойная, простой конструкции $(1+6+12+18=37)$ из проволок одного диаметра в слоях, свитых вокруг одной центральной проволоки-сердечника — тип ТК (рис. III.5, а); двухслойная с одинаковым числом $(1+9+9=19)$ проволок разного диаметра δ_1 , δ_2 и δ_3 в каждом слое — тип ЛК (рис. III.5, б); трехслойная с промежуточным слоем для лучшего заполнения сечения, состоящего из проволок двух диаметров δ_1 и δ_2 $[1+(6+6)+12=25]$, рис. III.5, в; двухслойная с внешним слоем из проволок различного диаметра δ_1 и δ_2 и внутреннего слоя δ_3 $[1+6+(6+6)=19]$, рис. III.5, г]. Существуют и другие типы конструкции.

В прядях группа проволок располагается по спирали вокруг сердечника в несколько концентрических слоев. Пряди каната по роду свивки изготавливают трех типов: с односторонним направлением, одинаковым углом свивки и линейным касанием проволок в слоях — тип ЛК; с одинаковым шагом свивки во всех слоях; комбинированные с разным направлением свивки по слоям. Во втором и третьем случаях проволоки в слоях перекрещиваются и происходит их точечное касание — тип ТК.

В стальных канатах двойной свивки группа прядей располагается по спирали вокруг органического или металлического сердечника. Для тяжело нагруженных талевых систем лучше применять канаты с металлическим сердечником, состоящим из семи прядей по семь проволок в каждой. Талевые канаты этого типа обеспечивают необходимую гибкость и имеют высокую поперечную жесткость.

Рис. III.3. Талевый канат с шестью прядями 1 и пружинным сердечником 2

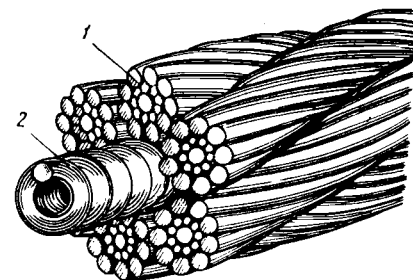


Рис. III.4. Талевые канаты различной свивки:

I — крестовой свивки; II — односторонней свивки; а — правой; б — левой

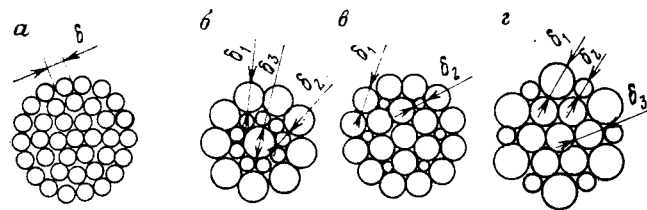
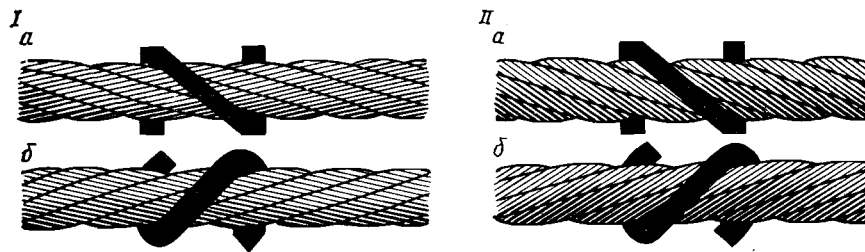


Рис. III.5. Сечения стальных прядей каната

На рис. III.6 показаны сечения канатов, применяемых в талевых системах: с простой конструкцией прядей 1 с точечным касанием проволок (ТК) и органическим (О) сердечником 2 (тип ТК-О $6 \times 1+18=114$, рис. III.6, а); с линейным касанием (ЛК) проволок в прядях 1 и органическим сердечником 2 (тип ЛК-О $6 \times 1+9+9=114$, рис. III.6, б); с линейным касанием и с сердечником из стальных проволок 3 (тип $7 \times 7=49$) и свивкой прядей 1 из проволок различного диаметра (тип ЛК $6 \times 25=150+1$ м. с., рис. III.6, в); с прядями из проволок разного диаметра в промежуточном слое (тип ЛК-РО $6 \times 1+6+(6+6)+12=186$, рис. III.6, г) с сердечником из стальных проволок 3.

Канаты более жестких конструкций и большей прочности применяют для спуска тяжелых обсадных колонн, когда требуется большая прочность каната, а гибкость и износ не играют большой роли. Прочностные характеристики канатов зависят

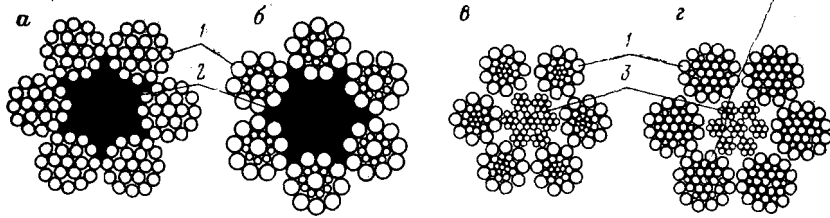


Рис. III.6. Конструкции талевых канатов

от их конструкции, диаметра и прочности проволок, на них не влияет направление свивки прядей, левое или правое.

В табл. III.2 приведены данные стальных канатов, применяемых в талевых системах.

Канаты ЛК-РО $6 \times 1 + 6 + (6 + 6) + 12 = 186 + 1$ м.с. (рис. III.6, з) расшифровывают следующим образом: канат с линейным касанием (ЛК) проволок, состоящий из 6 прядей с 31-й проволокой в каждой пряди; РО — в одних слоях прядей каната проволоки одинаковой толщины, а в других слоях — разной; прядь состоит из одной центральной проволоки, шести проволок одинаковой толщины в первом слое пряди, 12 проволок разной толщины (в том числе шесть большей толщины и шесть малой толщины) во втором слое и 12 проволок одной толщины в третьем слое пряди; металлический сердечник каната обозначается 1 м.с. (состоит из семи прядей по семь проволок в каждой).

Пряди, сердечник и канат в целом смазывают в процессе свивки специальной канатной смазкой НМЗ-3 и в дополнительной смазке в процессе эксплуатации они не нуждаются.

Таблица III.2
Характеристики талевых стальных канатов ЛК-РО $6 \times 1 + 6 + (6 \times 6) + 12 = 186$ (ГОСТ 16853—79)

Диаметр каната, мм	Площадь сечения, мм ²	Удельная масса, кг/м	Разрывное усилие каната в целом в кН при временном сопротивлении проволоки, МПа		Диаметр проволок внешнего слоя, мм
			1766	1960	
22	204	1,9	320	355	1
25	300,6	2,66	460	510	1,6
28	370,3	3,38	520	578	1,8
32	464,99	4,25	711	789	2
35	564,23	5,05	863	958	2,2
38	671,6	5,98	1027	1140	2,4
41,3	712	6,6	1120	1240	2,6
44,5	—	8,2	1200	1350	2,8

Расчет канатов

Согласно правилам Госгортехнадзора, диаметр талевого каната выбирается в соответствии с расчетом на статическую прочность:

$$R_p = s P_{вп}, \quad (III.19)$$

где R_p — разрывное усилие каната, Н; $s \geq 3$ — коэффициент запаса прочности при СПО (должен быть в пределах 3—5); $P_{вп}$ — максимальное натяжение струны каната, Н.

Для спуска обсадных колонн при статических нагрузках принимают двойной запас прочности. Разрывное усилие каната (агрегатная прочность) зависит от предела прочности проволок при растяжении и определяется в зависимости от диаметра каната по таблицам или ГОСТам.

Для упрощения расчета максимального натяжения ведущей струны каната формула (III.9) заменяется следующей:

$$P_{вп} = P_{тс} m, \quad (III.20)$$

где m — коэффициент, зависящий от оснастки.

Величины m для различной талевой оснастки приведены ниже.

Оснастка талевой системы . . .	2×3	3×4	4×5	5×6	6×7
Число рабочих струн	4	6	8	10	12
m	0,262	0,177	0,137	0,112	0,094

Натяжение ведущей струны каната $P_{вп}$ определяют из формулы (III.18).

Пример. При бурении скважины глубиной 2200 м с применением 127-мм труб принята оснастка 4×5 с канатом диаметром 28 мм. Необходимо сделать проверочный расчет правильности принятой оснастки.

Определяем наибольшую статическую нагрузку на подвижные струны каната талевой системы

$$P_{тс} = Lq + l_{убт}q_{убт} + G_{тс},$$

где L — длина бурильных труб, м; q — вес 1 м бурильных труб, Н; $l_{убт}$ — длина УБТ, м; $q_{убт}$ — вес 1 м УБТ, Н; $G_{тс}$ — вес талевого блока, каната и крюка, Н.

В нашем случае $L = 2200$ м; $q = 280$ Н/м; $l_{убт} = 100$ м; $q_{убт} = 1$ кН; $G_{тс} = 80$ кН.

Тогда

$$P_{тс} = 2200 \cdot 280 + 100 \cdot 1000 + 80 \cdot 1000 = 796 \text{ кН},$$

Отсюда статическая нагрузка на одну струну каната

$$P = P_{тс} / u_{тс} = 796 : 8 = 99,5 \text{ кН}.$$

Если полученная нагрузка на канат с учетом к. п. д. шкивов меньше допустимой и ниже допустимого натяжения набегающего на барабан конца каната, то такую оснастку можно принять для работы.

Наиболее приемлемыми для буровых установок большой грузоподъемности считаются канат ЛК-РО 6×31=186 с металлическим сердечником 7×7 (ГОСТ 16853—79) и такой же канат с органическим сердечником, разрывное усилие которого на 12—14% меньше, чем первого. Рекомендуется также применять канаты с органическим или металлическим сердечником ЛК-М 6×25=150.

Диаметр шкивов

Зависимость диаметров шкивов талевой системы и каната выражается следующим образом:

$$sD_{ш}/d_k = 150, \quad (III.21)$$

откуда

$$D_{ш} = 150d_k/s. \quad (III.22)$$

По нормам диаметр шкивов $D_{ш}$ устанавливается в зависимости от диаметра d_k (в мм) и конструкции каната:

Конструкция каната	6×7	6×19	6×31	8×19
Диаметр шкива $D_{ш}$, мм	$72d_k$	$45d_k$	$27d_k$	$31d_k$

Наиболее распространенным в отечественной и зарубежной практике бурения талевым канатом является канат конструкции 6×31. Для определения наиболее выгодного диаметра шкивов пользуются данными М. А. Букштейна:

Конструкция каната	ЛК-0 6×19	ЛК-0 6×25	ЛК-0 6×25
$D_{ш}/d_k$	45—31	40—26	42—28
Конструкция каната	ЛК-РО 6×31	ЛК-РО 6×31	ЛК-М 6×31
$D_{ш}/d_k$	36—25	38—27	40—28

Примечание. В отношении $D_{ш}/d_k$ — первая цифра — наименьшее рекомендуемое значение, вторая цифра — минимально допустимая величина.

Диаметр барабана лебедки D_6 из конструктивных решений обычно меньше диаметра шкивов талевой системы. Однако для обеспечения хорошей намотки каната на барабан отношение D_6/d_k должно быть не меньше 24.

§ 3. КРОНБЛОКИ И ТАЛЕВЫЕ БЛОКИ

Кронблок и талевый блок служат для размещения свободно вращающихся шкивов, по которым проходит канат талевой системы. Кронблок и талевый блок представляют собой конструкцию, в которой группа свободно вращающихся шкивов смонтирована на подшипниках. Оси закрепляют на раме. По числу

осей и креплению кронблоки отличаются от талевых блоков. Конструкции же шкивов и их подшипниковых опор выполняются одинаковыми в обоих блоках.

Кронблоки

Кронблок устанавливают на верхней площадке вышки, называемой наголовником. Это — неподвижный элемент талевой системы. Конструкция кронблока зависит от типа вышки, действующей нагрузки и объема спуско-подъемных операций.

Шкивы 1 кронблоков монтируют на подшипниках качения 4 на одной или двух соосно расположенных осях 2, установленных в опорах 3 на раме 5 (рис. III.7, а, б, в) либо несоосно (рис. III.7, г, д). При несоосной схеме ось 6 шкива 7, служащего для подвижной струны талевого каната, располагается перпендикулярно к оси 2 остальных шкивов. Кронблоки с несоосным расположением шкивов применяют в мачтовых вышках в установках с буровой лебедкой, расположенной ниже пола буровой, для того чтобы подвижный конец каната не цеплял фермы мачты, или при использовании АСП с механизированной расстановкой свечей.

На рис. III.8 показан трехсекционный кронблок с несоосным расположением осей, в котором шкив 1 с осью, перпендикулярной к оси остальных шкивов, смонтирован на опоре 2, установленной на полке рамы 3. Две секции — трехшкивная 6 и двухшкивная 4 — смонтированы на опорах 5 и 7. Каждый шкив смонтирован на оси на двух цилиндрических роликоподшипниках, внешние кольца которых зафиксированы в ступице шкива пружинным кольцом, а внутренние — на оси распорными кольцами.

Смазка к подшипникам каждого шкива подается через пресс-масленку по каналу, просверленному в оси.

В табл. III.3 приведены характеристики кронблоков, выпускаемые по ГОСТ 25091—82 (СТ СЭВ 2450—80). Анализируя эти характеристики, можно видеть, что масса кронблоков с двумя соосными осями при нагрузках 3—5 МН на 30—80% больше, чем масса одноосных конструкций при аналогичных нагрузках. Ширина таких кронблоков на 10—15% больше, чем одноосных.

Талевые блоки

Талевый блок, являющийся подвижной частью талевой системы, предназначен так же, как и кронблок, для выполнения СПО и других работ, необходимых при бурении скважин.

В буровых установках применяют талевые блоки двух видов: одноосные (все шкивы смонтированы на одной оси, укреп-

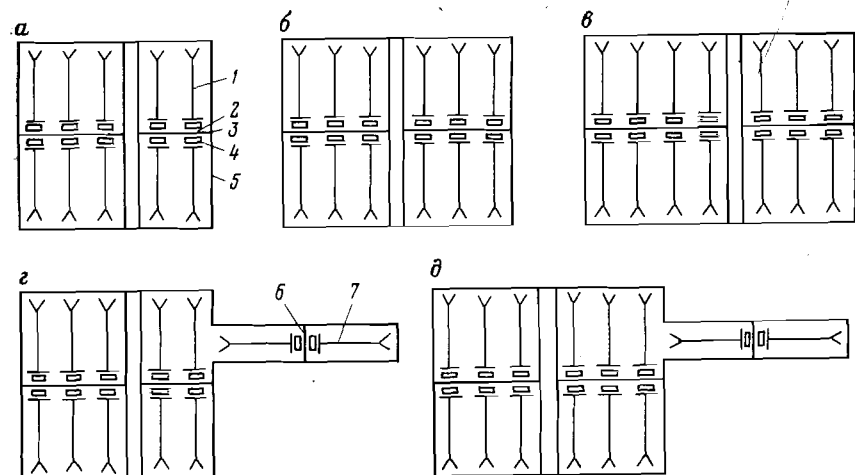


Рис. III.7. Схемы кронблоков

Таблица III.3

Техническая характеристика кронблоков буровых установок

Показатель	ВЗБТ		ПО «Уралмаш»						
	БУ1600	БУ2500	УКБ-6-200	УКБА-6-250	УКБА-6-270	УЗ-300	УКБА-7-320	УКБА-7-400-1	УКБА-7-500
Максимальная нагрузка, МН	1,1	1,85	2,0	2,5	2,7	3,0	3,2	4,0	5,0
Число шкивов	5	5	6	6	6	7	7	7	7
Диаметр, мм:									
шкива по дну желоба	800	900	900	1140	1000	1380	1140	1380	1380
каната	25	28	28	32	32	38	32	35	33
оси шкива	140	170	170	220	220	260	220	260	380
Габариты, м:									
длина	1,52	1,63	2,81	4,37	2,32	3,97	4,10	4,23	5,09
высота	1,04	1,285	1,62	1,89	1,33	1,87	2,00	2,15	2,02
ширина	1,0	0,996	2,24	2,78	1,44	2,58	2,97	2,95	2,22
Масса, т	1,3	2,24	2,71	5,81	3,4	8,23	5,95	7,04	11,69

ленной в боковых щеках) и соосные с двумя осями (две сборки шкивов смонтированы каждая отдельно, а между осями оставлено пространство для пропуска свечи). Талевый блок должен иметь минимальные габариты, особенно ширину, так как он движется внутри вышки в пространстве между пальцами магазинов с бурильными свечами, поэтому должно быть обеспечено минимальное безопасное расстояние между блоком и элементами вышки.

Одноосный талевый блок показан на рис. III.9. Талевый блок обычно выполняют из двух сварных боковых щек 4, соединенных сверху полой траверсой 9, а внизу — поперечной подвеской 3, к которой с помощью пальцев 2 присоединяется подвеска 1, а в крюк-блоках непосредственно сам крюк. Эти детали составляют силовой каркас блока.

В щеках неподвижно закрепле-

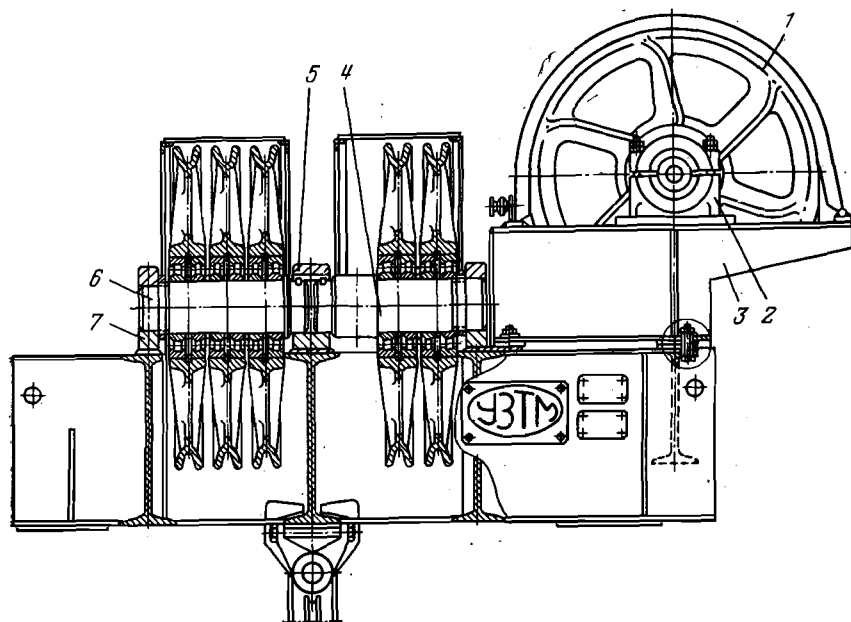


Рис. III.8. Трехсекционный несоосный кронблок

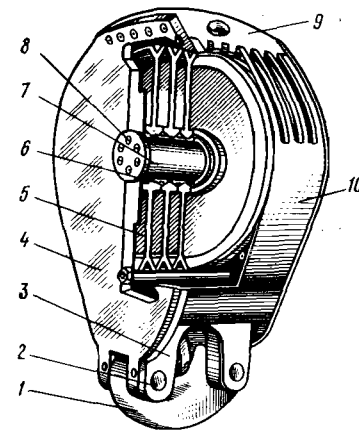


Рис. III.9. Пятишкивный талевый блок

Таблица III.4

Техническая характеристика талевых блоков различных буровых установок

Показатель	ВЗБТ		ПО «Уралмаш»						
	ТВ-3-100	ТВ-4-160	УТБА-5-170	УТБА-5-200	УТБА-5-225	УТБА-6-250	У4-300	УТБА-6-320	УТБА-6-400
Максимальная нагрузка, МН	1,0	1,6	1,7	2,0	2,25	2,5	3,0	3,2	4,0
Число шкивов	4	4	5	5	5	6	6	6	6
Диаметр, мм:									
шкива по дну	800	900	900	1140	1000	1140	1380	1280	1,380
желоба									
каната	25	28	28	32	32	32	38	35	38
оси шкива	140	170	170	220	220	220	260	260	380
Габариты, м:									
ширина по щекам	1,2	1,24	1,41	1,45	0,97	1,27	1,92	1,42	1,84
ширина по щекам	0,62	0,80	1,09	1,36	1,17	1,41	1,57	1,44	1,57
высота	2,05	2,11	2,3	2,63	2,22	2,57	3,17	2,35	2,96
Масса, т	1,22	2,48	4,4	7,3	3,2	6,7	10,3	9,6	12,5

на ось 7, на которой на подшипниках качения 6 смонтированы шкивы 5. Для предохранения от смещения ось с торцов закреплена гайками 8. Шкивы 5 блока закрыты кожухами 10, снабженными прорезями для прохода струн каната.

В талевых системах с применением АСП используют двухсекционные талевые блоки (рис. III.10), между секциями 1 и 4 которых расположен желоб 2 с приемным конусом 3, направляющим талевый блок при его перемещении вдоль свечи. В нижней части щек вмонтированы две оси 5 для подвески траверсы 6. В траверсе установлен на упорном подшипнике стакан 7 со скобой-подвеской 8, имеющей проушины для штропов автоматического элеватора или вертлюга. Скоба-подвеска фиксируется защелкой.

В табл. III.4 приведены основные характеристики талевых блоков различных конструкций (ГОСТ 25091—82 СТ СЭВ 2450—80).

§ 4. БУРОВЫЕ КРЮКИ И КРЮКОБЛОКИ

Буровой крюк предназначен для подвешивания бурильных и обсадных колонн. В процессе бурения крюк удерживает подвешенный на штропе вертикально перемещающийся вертлюг с вращающейся бурильной колонной; воспринимает крутящий момент, возникающий на опоре вертлюга при вращении бурильной колон-

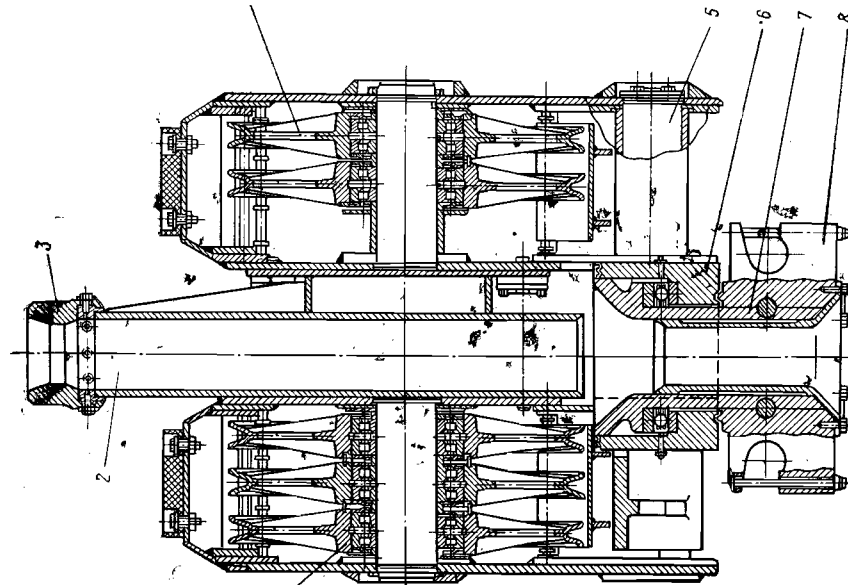
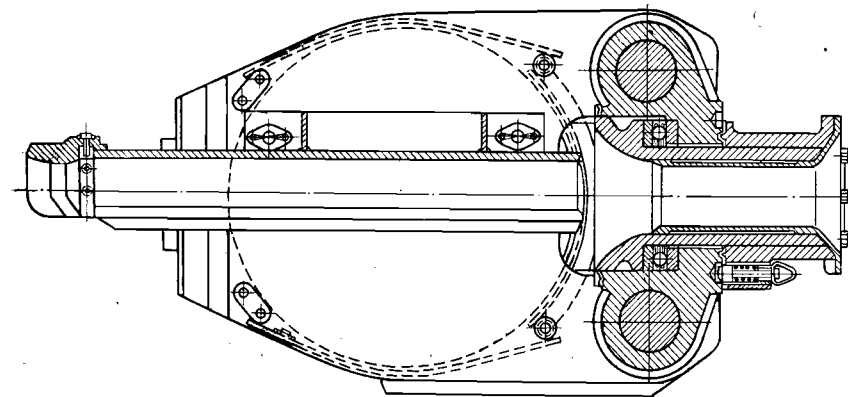


Рис. III.10. Двухсекционный шестিশкивный талевый блок с отверстием для свечей УТБА-6-250

ны ротором; обеспечивает автоматическое запирање центрального рога после ввода в него штропа вертлюга, когда ведущая труба находится в шурфе при переходе от СПО к бурению, или, наоборот, освобождает штроп вертлюга с ведущей трубой, устанавливаемой в шурф при переходе от бурения к СПО; надежно удерживает в зеве крюка штроп вертлюга при внезапных остановках в скважине спускаемой колонны.

При СПО крюк обеспечивает: надежное удерживание штропов при спуске и подъеме бурильной или обсадной колонны; легкий поворот и манипулирование в процессе захвата им и освобождения свечей; разгрузку резьб замковых соединений от веса свечи при ее отвинчивании от бурильной колонны; автоматический приподъем отвинченной от колонны свечи (при ее подъеме) на высоту, несколько большую длины замковой резьбы; автоматическую установку элеватора в заданной позиции для захвата очередной свечи из-за пальца вышки или при подъеме для освобождения свечи.

Буровой крюк состоит из трех рогов: двух боковых и одного центрального. Центральный рог крюка служит для захвата штропа вертлюга, два боковых — для захвата штропов элеватора, что позволяет быстро снимать и надевать на крюк вертлюг при переходе от бурения к СПО. При этом штропы элеватора остаются висеть на крюке, что облегчает работу персонала. В корпусе крюка размещают упорный подшипник, ствол, пружину, амортизатор и другие устройства.

Подшипник служит для обеспечения легкости поворота крюка при захвате свечей или их свинчивании во время СПО. Пружина необходима для автоматического извлечения ниппеля из муфты замка свечи при ее отвинчивании. Ход крюка с несколько больше длины резьбы замка (от 127 до 254 мм), а усилие пружины больше веса свечи (в разжатом состоянии от 13 до 30 кН, в сжатом от 25 до 50 кН).

Гидравлический амортизатор необходим для того, чтобы исключить подскок свечи и порчу ее резьбы после развинчивания. Крюк снабжают позиционером, устанавливающим ненагруженный или нагруженный одной свечой центральный рог в положение, удобное для работы верхнего рабочего при захвате или освобождении элеватора от очередной свечи при СПО.

Применяют буровые крюки трех видов: шарнирного соединения с талевым блоком; жесткого соединения с талевым блоком, нижняя часть которого специально приспособлена для этого; с универсальным корпусом, позволяющим соединять крюк с талевым блоком как жестко, так и шарнирно.

Крюки, жестко соединенные с талевым блоком, называют крюкблоками. Они, составляя как бы одно целое, имеют значительно меньшую высоту и в то же время обладают такими же технологическими качествами, как и обычные крюки.

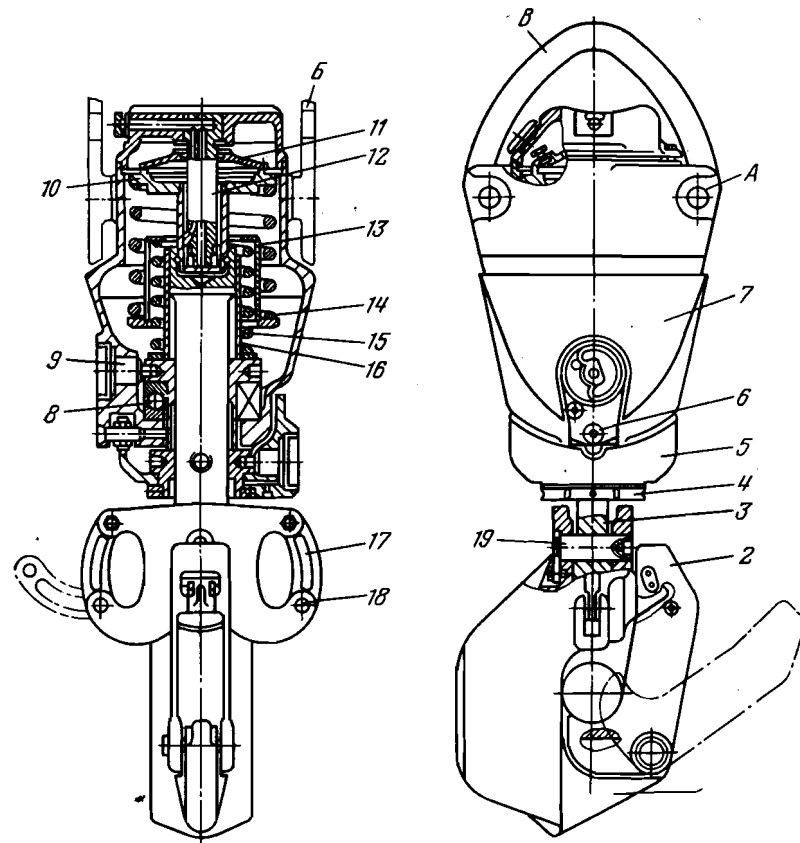


Рис. III.11. Трехрогий литой крюк БК-160

Однорогие крюки используют в передвижных буровых установках небольшой мощности, когда масса крюка и штропов небольшие и штропы можно легко снимать.

По способу изготовления крюки подразделяются на кованные, составные пластинчатые и литые из стали. Буровые крюки из стального литья применяют для максимальных нагрузок 1,2—1,6 МН; для больших нагрузок используют составные пластинчатые крюки. Литые крюки значительно легче и удобнее кованных и пластинчатых.

Центральный рог имеет зев минимальных размеров, что уменьшает напряжения изгиба и позволяет выполнить тело крюка меньшего сечения. В то же время защелка центрального рога должна быть большой длины для удобства завода штропа вертлюга в зев крюка при подъеме ведущей трубы из шурфа.

Трехрогий стальной литой крюк с универсальным корпусом, рассчитанный на нагрузку 1,6 МН, изготавливает ВЗБТ (рис. III.11). Этот крюк может быть соединен с талевым блоком *Б* как жестко при помощи двух проушин *А* в верхней части корпуса, так и шарнирно через серьгу. В этом случае к проушинам крепится хомут *В*. Этот крюк может быть использован с любым талевым блоком.

Литой трехрогий крюк *1* шарнирно прикреплен к стволу *3* при помощи оси *19* и имеет защелку *2* зева большой длины с легкоуправляемым автоматически закрывающимся запорным устройством. Защелка зева центрального рога может быть открыта только оператором. Боковые рога отлиты заодно с телом крюка, и зевы их закрываются серьгами *17* на болтах *18*. В нижней части корпуса *7* имеется как бы скошенный выступ, который автоматически входит в углубление позиционера *5*, крепится гайкой *4* и фиксируется столорами *6* и *9*. При сжатии пружин *14* и *15* ненагруженного крюка корпус его устанавливается автоматически в заданное оператором положение центрального рога. Ствол крюка в верхней части имеет утолщение и при нагрузке опирается на фланцы стаканов *13* и *16* упорного шарикоподшипника *8*. В ненагруженном состоянии ствол опирается на пружину, усилие на которую передается диском *10* с крышкой *11* гидравлического

Таблица III.5
Техническая характеристика трехрогих крюков и крюкоблоков

Показатели	ВЗБТ		ПО «Уралмаш»		
	Крюкоблоки		Крюки		
	ТБК-3-100	ТБК-4-160	УК-225	УК-320	У5-300
Максимальная нагрузка, МН	1,0	1,6	2,25	3,2	4,0
Число шкивов	3	4	—	—	—
Диаметры, мм					
шкива по дну желоба	800	900	—	—	—
каната	25	28	—	—	—
зева крюка под штроп	160	170	220	220	300
вертлюга					
зева боковых рогов	90	110	150	150	150
ствола крюка	105	180	180	220	190
Длина хода крюка, мм	150	175	145	145	150
Минимальная сила сжатия пружины, кН	11,7	17,0	37,0	37,0	46,0
Высота, м	—	3,29	2,35	2,6	4,10
Ширина, м:					
по главному рогу	—	0,61	0,98	1,1	1,01
по боковым рогам	—	0,66	0,56	0,56	0,67
Радиус вращения крюка, м	—	0,355	0,665	0,665	0,8
Масса, т	0,93	1,27	2,9	3,50	4,80

амортизатора *12*, исключаяющего подскок крюка при развинчивании свечи.

Крюкоблок может быть скомпонован из крюка и талевого блока в зависимости от располагаемого оборудования.

Трехрогие пластинчатые крюки сборной конструкции большой грузоподъемности выпускаются ПО «Уралмаш».

Техническая характеристика буровых крюков и крюкоблоков (ГОСТ 25091—82 СТ СЭВ 2450—80) приведена в табл. III.5.

§ 5. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ КРЕПЛЕНИЯ И НАВИВКИ КАНАТА

Механизм крепления неподвижной струны талевого каната

Неподвижный конец каната крепится к полу буровой при помощи механизма, который также предназначен для периодического перепуска каната с целью повышения его срока службы.

На рис. III.12 показана конструкция механизма крепления, которым комплектуют буровые установки ВЗБТ. Механизм состоит из литого стального корпуса *4*. В отверстия кронштейна закреплена ось *2*, на которой на двухрядном коническом подшипнике смонтирован консольный рычаг *8*. На этой оси также на двухрядном коническом подшипнике *5* установлен барабан *1*, на который навивается неподвижный конец каната. После навивки на барабан канат при помощи фиксатора *3* соединяется с консольным рычагом *8*, на противоположном конце которого расположено зажимное устройство *6* талевого каната. Между проушинами консольного рычага и корпуса находится датчик усилия *7*, действующего в канате.

Механизм рассчитан на канат диаметром до 30 мм и его натяжение до 450 кН. Канат пропускается следующим образом: отпускают болты зажимного устройства *6* и подают запасную часть каната, а ведущий конец его наматывается на барабан лебедки. После перепуска требуемой длины каната болты вновь затягивают и регулировочным винтом *9* настраивают положение консольного рычага *8*.

Приспособление для навивки каната на барабан

Скорость конца каната, навиваемого на барабан при подъеме колонны, в среднем составляет 9—12 м/с, а ненагруженного элемента — 20 м/с. При такой скорости наблюдаются значительные колебания каната, в результате чего витки его укладываются на барабан неравномерно. Это ухудшает условия эксплуатации каната и вызывает его преждевременный износ. Для устранения вибрации и раскачивания каната применяют приспособления для

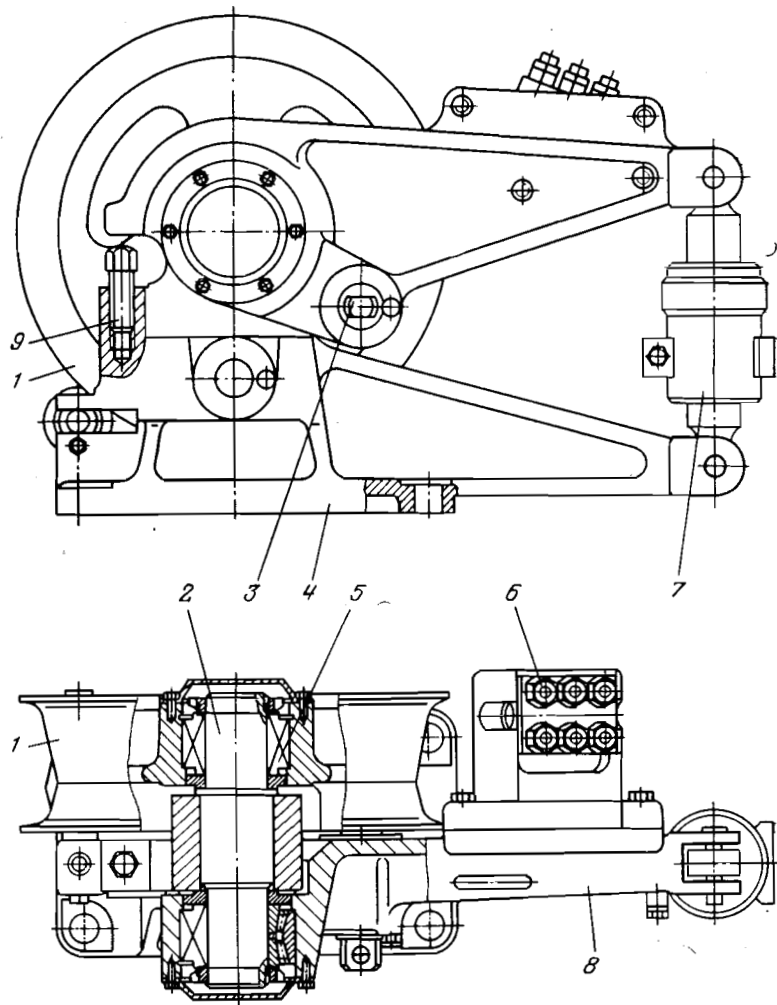


Рис. III.12. Механизм крепления неподвижной струны каната

правильной его навивки. Следует отметить, что эти приспособления в основном способствуют плавной навивке каната, но не укладывают его в определенном порядке. Такие приспособления устанавливают на всех буровых установках, что обеспечивает не только лучшую укладку каната, но и сокращает его расход.

На рис. III.13 показано приспособление для навивки каната ПНК-1, состоящее из стабилизатора 1, через который проходит конец каната 7, роликов 3 и 4, системы тросов 5 и 6 для удержания стабилизатора на необходимой высоте. Длина монтажного

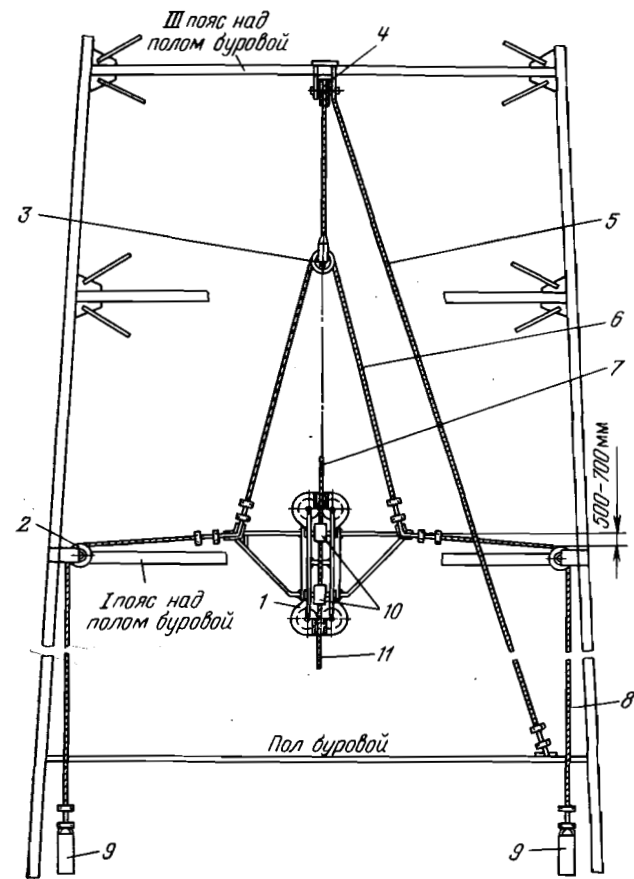


Рис. III.13. Приспособление для навивки талевого каната ПНК-1

троса 5 позволяет спускать стабилизатор на пол буровой для осмотра и ремонта. К этому тросу при помощи каната 8 и роликов 2 подвешены противовесы 9, способствующие более плавной навивке каната на барабан.

Стабилизатор 1 состоит из сварного корпуса с приспособлениями для прикрепления тросов противовеса. В его корпусе в двух взаимно перпендикулярных плоскостях установлены на шарикоподшипниках восемь роликов 10, между которыми движется талевый канат. Неподвижный конец монтажного троса 11 крепится зажимами к нижнему рамному поясу вышки. Ролик 4 закрепляется на высоте 12—15 м от пола буровой в средней плоскости барабана лебедки. По такому же принципу работает и ряд других конструкций этих приспособлений.

§ 6. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТАЛЕВЫХ СИСТЕМ

Подготовка талевого каната к оснастке

Диаметр каната и число струн в оснастке выбирают с учетом максимально возможной нагрузки на крюке, при которой был бы двойной запас прочности, а при СПО — тройной, наивыгоднейшим является четырех-пятикратный запас.

Канат необходимой прочности должен иметь диаметр, соответствующий диаметру желоба шкивов талевого блока и кронблока.

Применять в талевых системах канаты с диаметром больше расчетного нельзя ввиду возможности его защемления в желобах шкивов и быстрого износа. Допускается применение канатов диаметром меньше расчетного на 10%. Необходимый для оснастки канат подбирают по паспорту и проверяют соответствие маркировки на бочке барабана паспортным данным, осматривают канат в соответствии с инструкцией и составляют акт приемки, о чем делают соответствующие записи в буровом журнале.

Фактический коэффициент запаса прочности каната проверяют путем сравнения агрегатной прочности каната, указанной в паспорте, с наибольшей вероятной нагрузкой на канат.

Для осмотра бочку с канатом устанавливают на козлы и вращают барабан по стрелке, указанной на бочке. При перемотке каната недопустимо образование петель и перекруток. Отрезают канат специальной канаторезкой. Перед тем, как отрезать канат, оба будущие его конца должны быть заделаны так, чтобы избежать их раскручивания. Концы заделывают плотной намоткой вязальной проволоки.

Новый канат следует хранить на барабане в помещении или под навесом, исключающим попадание влаги в барабан. Ржавые канаты или канаты, имеющие неплотности свивки прядей, порванные проволоки и другие дефекты к эксплуатации не допускаются.

Оснастка талевой системы

По мере увеличения глубины скважин вес бурильных колонн, которые приходится спускать и поднимать, увеличивается, а максимальная скорость намотки ведущей струны талевого каната на барабан лебедки остается практически неизменной (около 20 м/с) для буровых установок разных классов. Поэтому для каждой установки применяют талевую систему со своей кратностью полиспаста от 4-х до 14. Это достигается применением различных оснасток 2×3; 3×4; ...; 7×8 (здесь первая цифра — число шкивов талевого блока, а вторая — кронблока).

Под оснасткой талевой системы понимается навеска каната на шкивы кронблока и талевого блока в определенной последо-

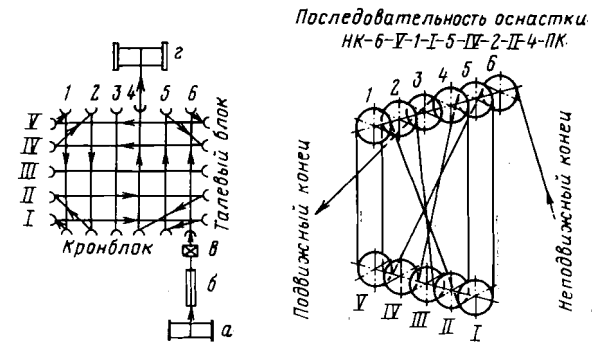


Рис. III.14. Схема крестовой оснастки 5×6 талевой системы;

а — заводской барабан; б — защитная труба; в — механизма крепления неподвижной струны каната; г — барабан лебедки; 1-6 — шкивы кронблока; I-V — шкивы талевого блока

вательности, исключающей перекрещивание каната и трение его струн друг о друга. В настоящее время создано несколько типов оснастки. Перед тем как приступить к оснастке системы необходимо определить число шкивов в талевом блоке, тип каната, диаметр и разрывное усилие каната. Диаметр каната должен соответствовать размеру канавок шкивов талевого блока и кронблока. При бурении глубоких скважин, когда глубина еще небольшая и бурильная колонна легкая, для ускорения СПО канатом оснащают не все шкивы системы, а только часть. В дальнейшем проводят переоснастку до полного использования всех шкивов. Однако переоснастка трудоемка и не всегда целесообразна.

Оснастку стремятся выполнить так, чтобы ведущая струна набегала на один из средних шкивов. В системах АСП струны каната не должны мешать спуску талевого блока с находящейся в нем свечой. Неправильно выполненная оснастка может вызвать трение канатов или закручивание талевого блока, что может привести к аварии.

Существует два типа оснасток: параллельная, когда ось талевого блока параллельна оси кронблока, и крестовая, когда оси талевого блока и кронблока перпендикулярны. Наиболее распространена крестовая оснастка (рис. III.14). Она имеет то преимущество, что исключает закручивание талевого блока и трение струн каната друг о друга.

Оснастку осуществляют следующим образом. Бухту каната устанавливают на металлическую ось приспособления, расположенного под полом буровой, и соединяют конец талевого каната с концом пенькового вспомогательного каната. Затем раскрепляют барабан механизма крепления и наматывают на него четыре-пять витков пенькового каната, после чего этот канат последовательно пропускают через шкивы б кронблока и V талевого

блока, I кронблока и I талевого блока, затем 5—IV—2—II—4, как показано на рис. III.14.

Когда конец талевого каната со шкива 4 достигнет пола буровой, отсоединяют пеньковый канат, а конец ведущей струны талевого каната укрепляют в зажимном приспособлении реборды барабана лебедки и наматывают на барабан лебедки восемь—десять витков. Перед этим неподвижный конец талевого каната должен быть зажат в механизме крепления, после чего скрепляют его барабан с консольным рычагом и тарируют датчик и индикатор веса инструмента.

Длина талевого каната в оснастке L_{oc} зависит от числа струн $u_{тс}$ в ней и полезной высоты вышки h_n ,

$$L_{oc} = (u_{тс} + 2)h_n + l_3,$$

где $l_3 = 30$ м — длина каната, наматываемого на барабан.

При $h_n = 42$ м и оснастке 4×5 , т. е. $u_{тс} = 8$, $L_{oc} = 450$ м.

Техническое обслуживание талевого системы

Во время эксплуатации канат изнашивается неравномерно. Часть его, которая в процессе СПО наматывается на барабан, изнашивается наиболее интенсивно, поэтому при выработке талевым канатом ресурса работы, установленного программой перепуска, следует тщательно осмотреть состояние ведущей струны каната. Критериями износа может служить уменьшение его диаметра на 10%, обрыв 10% проволок на длине одного шага витка пряди, обрыв или вспучивание одной пряди. В этих случаях должен быть сделан перепуск каната и до выработки им установленного ресурса.

В процессе бурения крепких пород возникают продольные колебания в бурильных трубах, передающиеся через ведущую трубу, вертлюг и талевую систему неподвижному концу талевого каната. В результате возникает явление усталости металла проволок каната в той части, которая находится на последнем шкиве кронблока и барабане механизма крепления неподвижного конца талевого каната. При таких условиях может произойти обрыв каната, несмотря на то, что его износ невелик. При этом канат необходимо также периодически перепускать.

Перед спуском обсадных колонн талевая система должна быть осмотрена особенно тщательно. Все дефекты необходимо устранить и произвести перепуск каната. При спуске очень тяжелых обсадных колонн целесообразно применять специальные более жесткие и прочные канаты того же диаметра, что и талевый. Расход каната на 1 м проходки колеблется в широком диапазоне (от 0,7 до 5 кг, а в отдельных случаях и больше). Износ талевого каната при бурении скважин зависит от величины произведенной работы, качества и конструкции каната, правильной и рациональной его эксплуатации.

Износ желобов шкивов должен контролироваться визуально и по специальным предельным шаблонам.

Уход за талевой системой в основном сводится к смазке подшипников, наблюдению за работой шкивов и каната, надежностью крепления гайки ствола и предохранительных скоб рогов подъемного крюка. Перед пуском талевого системы в работу необходимо убедиться в том, что все шкивы свободно вращаются на оси. Следует проверить крепление кронблока и надежность всех болтовых соединений, установить предохранительные кожухи, а на закрепленном конце каната — датчик веса.

Во время эксплуатации надо следить за тем, чтобы подшипники не нагревались выше 80°C . При значительном износе канавок шкивов последние следует заменить, а при неравномерных износах талевый блок нужно повернуть на 180° .

Смазку следует проводить в полном соответствии с инструкцией заводов, которая прилагается к каждому виду оборудования. Для всех элементов талевого системы применяется универсальная смазка средней плавкости типа ЦИАТИМ 203 со следующим режимом: роликподшипники — 1 раз в неделю по 200 г на каждый шкив; упорные шарикоподшипники крюка — 1 раз в месяц по 500 г; соединение штропа крюка с корпусом и соединение крюка со стволом — каждые сутки по 20 г; защелка крюка и стопор — 1 раз в месяц по 50 г.

Контрольные вопросы к гл. III

1. Назначение талевого системы и ее устройство.
2. Нагрузки, действующие в различных струнах талевого системы.
3. Число шкивов в талевом блоке и кронблоке.
4. Канаты, применяемые в талевых системах. Их конструкция и способы выбора.
5. Причины износа и разрушения талевых канатов.
6. Конструкция талевых блоков и кронблоков.
7. Параметры, характеризующие талевые блоки и кронблоки.
8. Виды оснастки, применяемые в талевых системах.
9. Основные правила эксплуатации талевых систем.

ГЛАВА IV

БУРОВЫЕ ЛЕБЕДКИ

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ, УСТРОЙСТВО И КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ

Лебедка — основной механизм подъемной системы буровой установки. Она предназначена для проведения следующих операций:

- спуска и подъема бурильных и обсадных труб;
- удержания колонны труб на весу в процессе бурения или промывки скважины;

приподъема бурильной колонны и труб при наращивании; передачи вращения ротору; свинчивания и развинчивания труб; вспомогательных работ по подтаскиванию в буровую инструмента, оборудования, труб и др.; подъема собранной вышки в вертикальное положение.

Буровая лебедка состоит из сварной рамы, на которой установлены подъемный и трансмиссионный валы, коробка перемены передач (КПП), тормозная система, включающая основной (ленточный) и вспомогательный (регулирующий) тормоза, пульт управления. Все механизмы закрыты предохранительными щитами.

Подъемный вал лебедки, получая вращение от КПП, преобразовывает вращательное движение силового привода в поступательное движение талевого каната, подвижный конец которого закреплен на барабане подъемного вала. Нагруженный крюк поднимается с затратой мощности, зависящей от веса поднимаемых труб, а спускается под действием собственного веса труб или талевого блока, крюка и элеватора, когда элеватор опускается вниз за очередной свечой.

Лебедки снабжаются устройствами для подвода мощности при подъеме колонны и тормозными устройствами поглощения освобождающейся энергии при ее спуске. Для повышения к. п. д. во время подъема крюка с ненагруженным элеватором или колонной переменного веса лебедки или их приводы выполняют многоскоростными. Переключение с высшей скорости на низшую и обратно осуществляется фрикционными оперативными муфтами, обеспечивающими плавное включение и минимальную затрату времени на эти операции. Во время подъема колонн различного веса скорости в коробках передач переключают периодически. Оперативного управления скоростями коробки не требуется.

В зависимости от скорости спуска или подъема крюка и числа струн в талевой оснастке канат на барабан лебедки навивается и свивается с различными скоростями. Скорость крюка при подъеме колонн большого веса во время технологических операций (расхаживание, ликвидация осложнения и аварий в скважине) составляет 0,15—0,25 м/с, а иногда и меньше. Эти скорости называются технологическими, а скорости подъема бурильных колонн и ненагруженного элеватора при СПО изменяются от 0,5 до 1,8 м/с и называются техническими. Более высокие скорости подъема ухудшают условия намотки каната на барабан и не дают существенного выигрыша во времени.

Скорости спуска колонн определяются их весом, длиной и технологическими условиями скважины. Наибольшая скорость спуска бурильных колонн обычно не превышает 3 м/с, наименьшая при спуске обсадных колонн 0,2 м/с. В процессе бурения с по-

мощью лебедки подается бурильная колонна со скоростью до 1,5 м/мин.

При подъеме колонны канат навивается на барабан лебедки под действием силы тяжести всей колонны, а свивается при спуске ненагруженного элеватора с небольшим натяжением. В процессе спуска колонн канат навивается при небольшом натяжении и большой скорости, а свивается под действием веса всей колонны. Это создает тяжелые условия работы каната, и он быстро изнашивается, особенно при многослойной навивке на барабан.

Мощность, передаваемая на лебедку, характеризует основные эксплуатационно-технические ее свойства и является классификационным параметром.

Присоединительные размеры буровой лебедки: диаметр талевого каната; расстояние от середины барабана до центра звездочки, установленной на валу ротора. Диаметр каната должен соответствовать размерам канавок на наружной поверхности барабана лебедки и размерам канавок шкивов талевой системы. В случае несоответствия канат будет быстро изнашиваться. Нарушение базового расстояния от середины барабана до центра роторной звездочки вызовет быстрый выход из строя цепи привода ротора и практически делает невозможным нормальное бурение скважины роторным способом.

Современные отечественные буровые лебедки в основном выполняются по двум компоновочным схемам:

лебедка со всеми компоновочными сборками монтируется на одной общей раме; эти лебедки имеют один главный вал, приводимый в движение цепными трансмиссиями от коробки передач (ЛБ-750, ЛБУ-1100, ЛБУ-1700 и др.);

двух- и трехвальные лебедки, в которых собственно лебедка совмещена с КПП и представляет собой один агрегат (У2-2-11, У2-5-5 и др.).

На рис. IV.1 показана одновальная лебедка ЛБ-750, смонтированная на общей раме 1 с вспомогательным тормозом 7 и станцией управления 8. Эта лебедка имеет главный вал с барабаном 5, цепные трансмиссии 3 и 6, главный тормоз 4 и тормозную рукоятку 2, которая служит для управления лебедкой с поста бурильщика.

На рис. IV.2 приведен подъемный агрегат, состоящий из двух блоков — одновальной буровой лебедки ЛБУ-1100 4 и КПП 6, — которые транспортируются отдельно, а при монтаже соединяются в один агрегат. Цепные трансмиссии передач привода барабанного вала лебедки от КПП «тихой» 5 и «быстрой» 7 скоростей закрыты кожухами. Они включаются оперативными пневматическими фрикционными муфтами с пульта управления 1, расположенного на полу 2 буровой. Главным тормозом лебедки управляют удлиненной тягой 3 также с поста бурильщика.

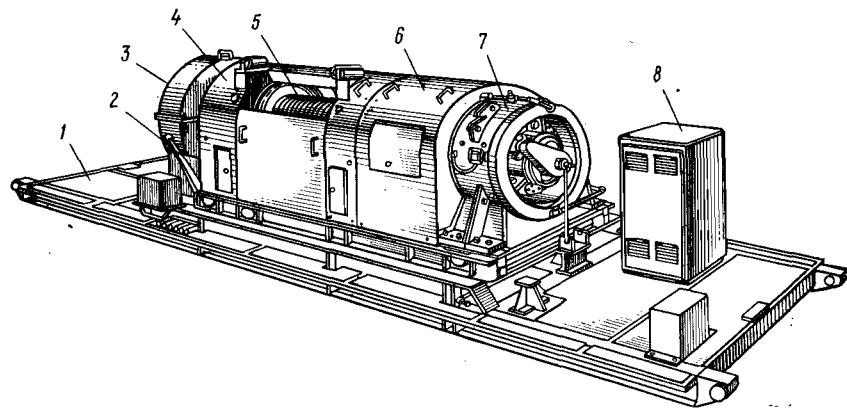


Рис. IV.1. Внешний вид однобальной лебедки ЛБ-750

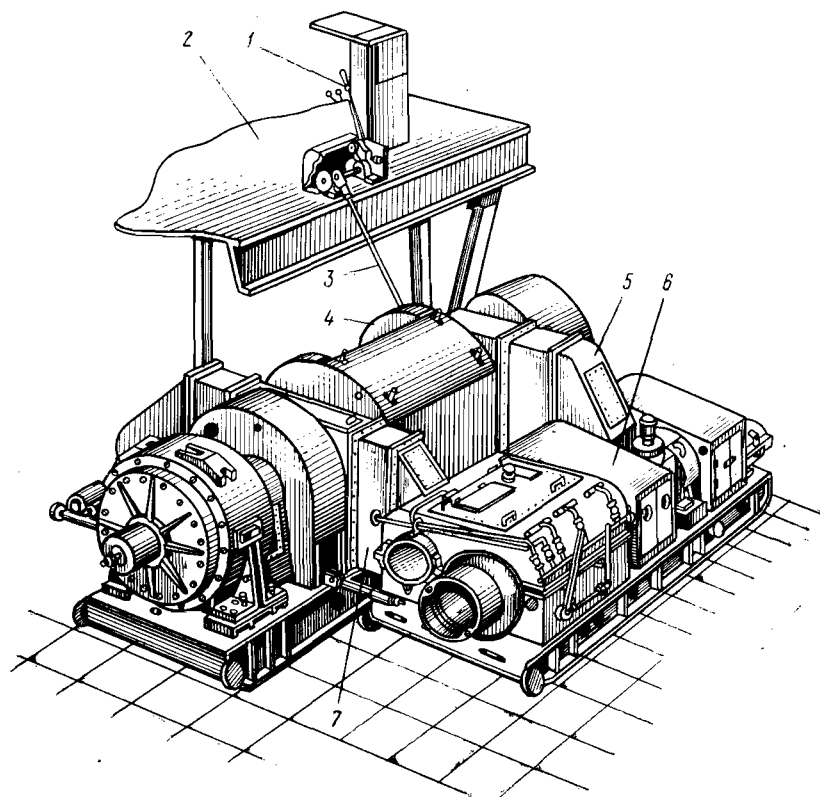


Рис. IV.2. Подъемный агрегат с лебедкой ЛБУ-1100

Таблица IV.1
Техническая характеристика буровых лебедок

Показатели	ВЗБТ		ПО «Уралмаш»			
	ЛБ-400	ЛБ-750	ЛБУ-1200к	ЛБУ-1100	ЛБУ-1700	ЛБУ-3000
Номинальная мощность, кВт	400	550	700	1000	1530	2200
Глубина бурения, м	1600	2500	3200	5000	6500	00
Диаметр каната, мм	25	28	28	32	35	8
Размеры барабана, м:						
диаметр	0,6	0,7	0,65	0,75	0,835	0,935
длина	0,866	1,2	0,840	1,35	1,445	1,54
Число рядов намотки каната	3	3	4	4	4	4
Длина каната, наматываемого на барабан, м	200	320	320	320	320	460
Число скоростей намотки каната	4	4*	6	6*	6*	2
Частота вращения, об/мин:						
максимальная	420	410	360	430	400	435
минимальная	85	40	50	50	65	70
Скорость намотки каната, м/с						
максимальная	15,0	13,6	16,4	20,2	18,6	21,6
минимальная	3,0	1,36	2,1	2,3	3,0	3,5
Максимальное натяжение каната, кН	125	200	217	290	340	475
Диаметр тормозного шкива, м	1,00	1,18	1,18	1,45	1,45	1,6
Ширина колодки, м	0,23	0,25	0,25	0,25	0,25	0,28
Габариты, м:						
длина	—	5,37	7,23	7,78	8,32	8,74
ширина	—	2,78	3,53	4,77	4,29	3,34
высота	—	2,89	2,78	2,43	2,71	2,56
Масса, т	10,0	13,18	18,9	26,20	48,70	46,20

* Число скоростей при приводе от ДВС.

Двух- и трехбальные лебедки в настоящее время почти не изготавливаются, но на нефтепромыслах они еще применяются.

В табл. IV.1 приведена техническая характеристика буровых лебедок, серийно выпускаемых отечественной промышленностью.

В буровых установках последних типов лебедка расположена ниже пола буровой, а для выполнения вспомогательных операций (раскрепление бурильных труб при их подъеме из скважины, подтаскивание в буровую мелких грузов, свинчивание обсад-

ных труб) используются вспомогательные лебедки. При этом конструкции лебедок упрощаются. Вспомогательную лебедку располагают рядом с постом бурильщика. На конце вала этой лебедки устанавливают катушку, а для закрепления и раскрепления замков бурильных труб применяют специальный пневмораскрепитель, монтируемый на этой же лебедке или на стойке.

§ 2. КОНСТРУКЦИИ ЛЕБЕДОК И СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ АГРЕГАТОВ

Для установок БУ1600 и БУ2500 ВЗБТ выпускает одновальные лебедки ЛБ-400 и ЛБ-750 практически по одной конструктивной схеме.

Лебедка ЛБ-750

Одновальная лебедка Л-750 (рис. IV.3) состоит из станины 5, на которой на двух кронштейнах 3 в подшипниках смонтирован подъемный вал с барабаном 6 и тормозными шкивами 4, шинно-пневматическими фрикционными муфтами 2 и 9, кулачковой муфтой 8 и звездочками цепных передач. На станине 5 также смонтированы пульт управления лебедкой 1, промежуточный вал 7 привода ротора и вспомогательный тормоз 10.

Для бурения скважин глубиной более 3000 м лебедки изготавливает ПО «Уралмаш». Это — одновальные лебедки ЛБУ-1100 и ЛБУ-1700. Они монтируются на отдельных рамах и соединяются стяжками с коробками передач, образуя подъемный агрегат.

Спуско-подъемный агрегат с лебедкой ЛБУ-1100

Спуско-подъемный агрегат, выпускаемый ПО «Уралмаш» для бурения на глубину 3000 м, показан на рис. IV.4. Подъемный блок состоит из рамы 1, на которой смонтирована лебедка ЛБУ-1100 2 и электродинамический вспомогательный тормоз 8 с муфтой 9. Трансмиссионный блок включает регулятор подачи долота 3 с муфтой 4 и электродвигателем постоянного тока 5, трехскоростную цепную КПП 7, которые смонтированы на другой раме 6. Лебедочный и трансмиссионный блоки соединены стяжками 14 и образуют единый агрегат. Движение и мощность с трансмиссионного блока на лебедку передаются трехрядными цепными трансмиссиями «тихой» и «быстрой» 11 скоростей.

Барабан с ленточным тормозом смонтирован на подъемном валу и управляется тормозным рычагом, установленным на подшипниках качения на кронштейнах рамы. В левой части вала находится сдвоенная шинно-пневматическая муфта 4 для включения «тихой» скорости лебедки, а справа — шинно-пневматическая муфта 10 для включения «быстрой» скорости барабана ле-

бедки. Вспомогательный тормоз 8 включается кулачковой муфтой при спусках колонн. Эта муфта включается и выключается пневмоприводной рычажной системой. С правой стороны на валу вспомогательного тормоза 8 смонтированы устройство для подвода воды с целью охлаждения тормозных шкивов и вертлюжок для подвода воздуха к шинно-пневматической муфте 10. Вращение ротору передается от лебедки трансмиссией. Водяное охлаждение тормозных шкивов применяется только в лебедках ЛБУ-1100.

Кинематическая схема этого агрегата приведена на рис. IV.5.

Пример IV.1. Найти частоты вращения подъемного вала лебедки ЛБУ-1100. Коробка перемены передач (рис. IV.5) получает мощность от силового привода установки на ведущий вал с помощью четырехрядной цепной передачи. На этом валу на шпонках закреплены две цепные звездочки $z=27$, передающие две частоты вращения ведомому валу коробки через цепные колеса $z=52$ и $z=34$, находящиеся на валу на подшипниках качения и включаемые с помощью двусторонней зубчатой муфты.

Третье цепное колесо $z=34$ закреплено на ведущем валу на подшипниках и включается зубчатой муфтой, а затем передает вращение на ведомый вал через цепное колесо $z=27$, установленное на валу на шпонке. Таким образом, ведомый вал получает от ведущего три частоты вращения. При помощи двух цепных передач 21×81 и 39×40 число частот вращения подъемного вала увеличивается до шести. Барабан от цепных колес $z=81$ и $z=40$ включается с помощью шинно-пневматических муфт 7 и 12.

Вращение на ротор 8 от КПП 5 передается включением цепных передач 39×40 и 40×33 . Ротор включается шинно-пневматической муфтой МШ500 9.

Если принять частоту вращения ведущего вала КПП равной 340 об/мин, то для определения частоты вращения подъемного вала лебедки надо сделать следующие вычисления:

$$n_{61} = \frac{340 \cdot 27 \cdot 21}{52 \cdot 81} = 45; \quad n_{64} = \frac{340 \cdot 27 \cdot 39}{52 \cdot 41} = 168;$$

$$n_{62} = \frac{340 \cdot 27 \cdot 21}{34 \cdot 81} = 70; \quad n_{65} = \frac{340 \cdot 27 \cdot 39}{34 \cdot 41} = 257;$$

$$n_{63} = \frac{340 \cdot 34 \cdot 21}{27 \cdot 81} = 111; \quad n_{66} = \frac{340 \cdot 34 \cdot 39}{27 \cdot 41} = 407.$$

Из приведенных вычислений видно, что шестая частота вращения лебедки почти в 10 раз выше первой. Такое высокое соотношение позволяет более эффективно использовать установленную мощность при подъеме. Низкая же первая частота вращения дает возможность ликвидировать аварии в случае прихвата колонны в скважине.

В лебедке ЛБУ-1100 применена принудительная циркуляционная смазка цепных передач от смазочной станции, что значительно облегчает ее обслуживание и улучшает условия работы цепных передач.

Конструкция этой лебедки имеет ряд преимуществ: двухагрегатное исполнение с центрированием стяжками создает удобство транспортировки, облегчает и ускоряет монтаж; кинематика дает возможность при СПО без переключения скоростей в коробке поднимать ненагруженный элеватор на выс-

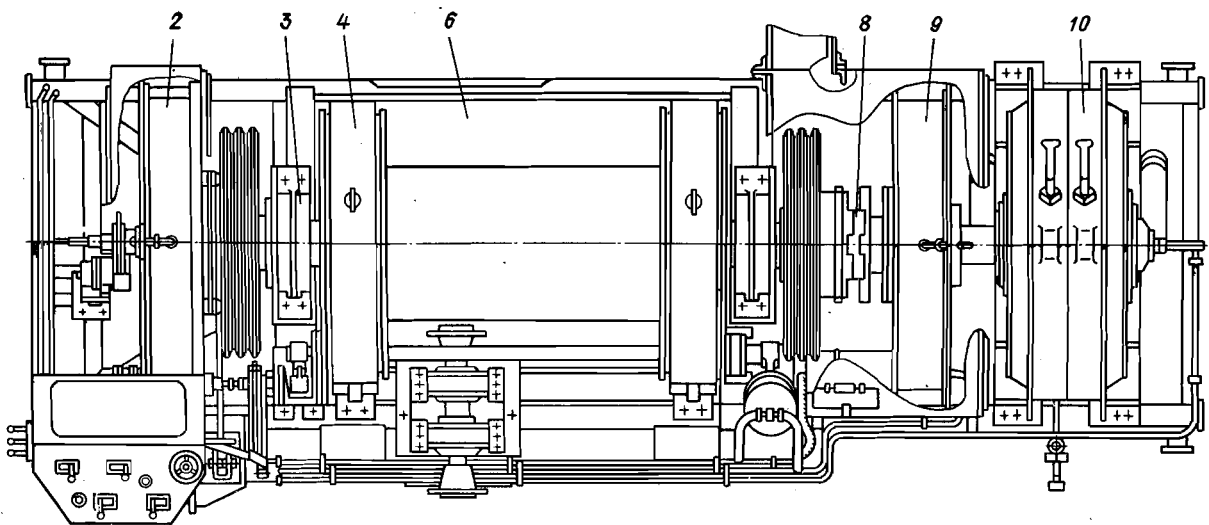
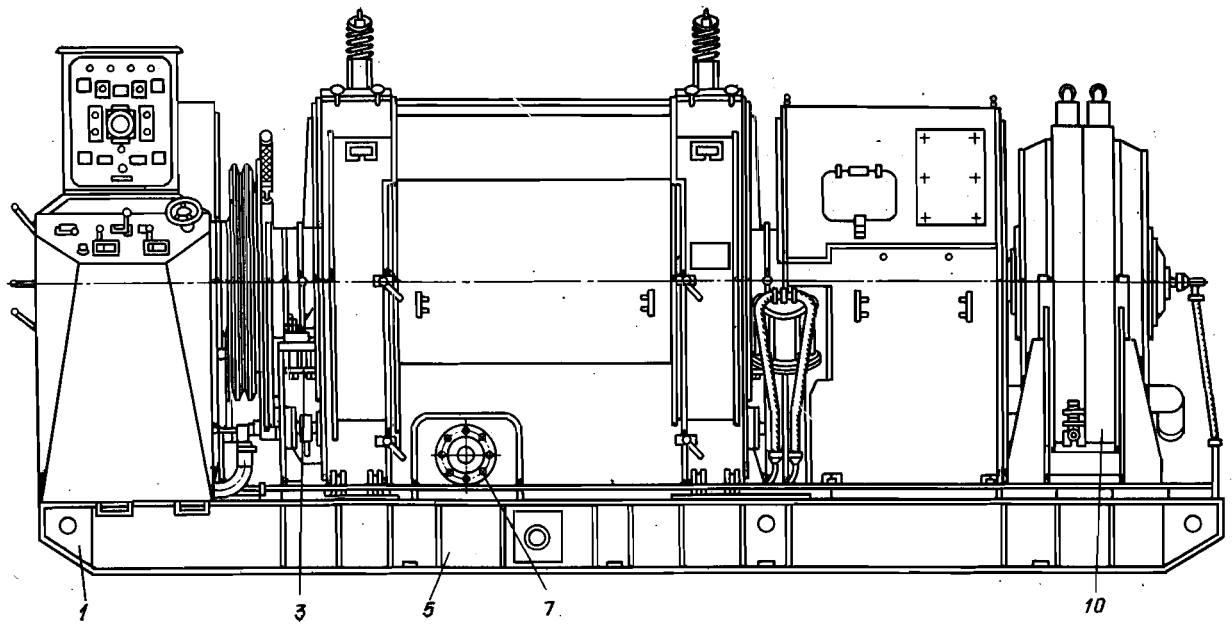


Рис. IV.3. Одновальная лебедка ЛБ-750

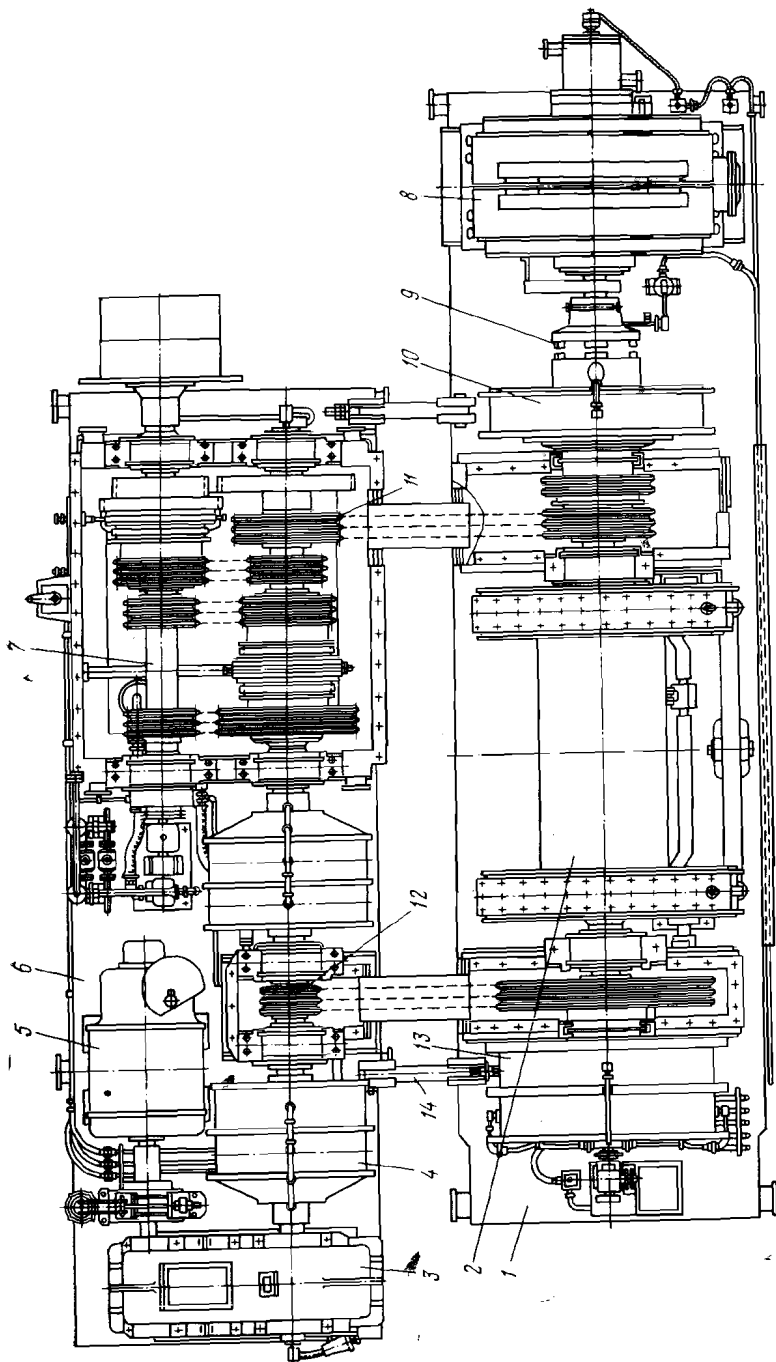


Рис. IV.4. Подъемный агрегат с лебедкой типа ЛБУ-1100

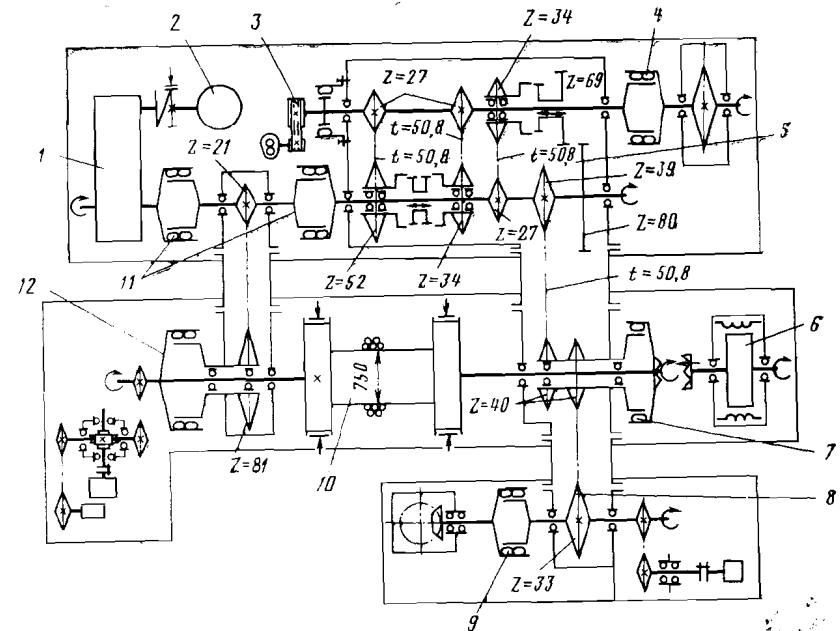


Рис. IV.5. Кинематическая схема подъемного агрегата с лебедкой типа ЛБУ-1100:

1, 2 — редуктор и электродвигатель механизма подачи РПД; 3 — масляный насос; 4, 7, 9, 11 и 12 — шинно-пневматические муфты; 5 — КПП; 6 — регулирующий электродинамический тормоз; 8 — трансмиссия привода ротора; 10 — барабанный вал

шей скорости, а всю бурильную колонну — на первой, пользуясь только включением и отключением оперативных шинно-пневматических муфт;

увеличенный угол обхвата тормозных лент (320°) и водяное охлаждение тормозных шкивов обеспечивают снижение напряженности работы ленточного тормоза при бурении, особенно на большой глубине.

Спуско-подъемный агрегат с лебедкой ЛБУ-1700

Конструктивные и кинематические схемы спуско-подъемных агрегатов с лебедками ЛБУ-1700 и ЛБУ-1100 одинаковы. Однако в связи с тем, что агрегат с лебедкой ЛБУ-1700 передает мощность до 1530 кВт, что более чем в 1,5 раза превышает мощность лебедки ЛБУ-1100, цепные трансмиссии, фрикционные муфты и ряд других элементов применены с расчетом на передачу таких мощностей. Так, цепные трансмиссии в КПП выполнены четырехрядными с шагом 44,45 мм, вместо трехрядных цепей с шагом 50,8 мм. Трансмиссия привода барабанного вала — трехрядные втулочно-роликовые цепи с шагом 63,5 мм вместо 50,8 мм.

В агрегате ЛБУ-1700 используется не электродинамический вспомогательный тормоз, а более мощный гидротормоз УТГ-1-1450, на подъемном валу установлены мощные шинно-пневматические муфты МШ1070, хорошо зарекомендовавшие себя в эксплуатации.

Спуско-подъемные агрегаты с многовальными лебедками в настоящее время применяют для бурения геологоразведочных скважин большой глубины (более 10 тыс. м). Лебедки типа ЛБУ-3000 выпускает ПО «Уралмаш» в единичных экземплярах.

Лебедки для буровых установок разведочного бурения

Это лебедки небольшой грузоподъемности, обычно более простых конструкций. Для регулирования скорости спуска вспомогательные тормоза не применяют. Включение фрикционных муфт — механическое или гидравлическое. Пневматических систем нет, так как расстояния между механизмами невелики. Барабаны лебедок обычно монтируют на валах на подшипниках качения и к валу не крепят. Это делается с целью уменьшения момента инерции масс и для обеспечения быстрого разматывания каната во время спуска ненагруженного крюка при небольшой массе подвижной части талевого системы. Барабаны выполняются как с одним тормозным шкивом, так и с двумя.

В некоторых установках применяют двухбарабанные лебедки, причем оба барабана монтируют на одном валу. Барабаны имеют независимое включение дисковыми фрикционными муфтами. Один из барабанов предназначен для навивки каната при спуско-подъемных операциях, второй — для навивки каната, поддерживающего колонну во время бурения. В качестве тормозных систем так же, как и в лебедках для глубокого бурения, применяют обычно ленточные тормоза с механическим управлением. В двухленточных тормозах этих лебедок нет балансиров для выравнивания усилий на обе ленты, так как тормозные усилия сравнительно небольшие и их можно легко регулировать.

§ 3. МЕХАНИЗМЫ И СБОРКИ БУРОВЫХ ЛЕБЕДОК

Станина представляет собой металлическую сварную раму, на которой монтируют механизмы буровой лебедки. Она предохраняет отдельные детали лебедки от повреждения и потери их при транспортировке, а также делает лебедку более жесткой и прочной. Если же лебедка установлена на крупноблочном основании, то на повторный монтаж ее при строительстве буровой, по существу, совсем не затрачивается время.

Подъемный вал (рис. IV.6) — главная часть буровой лебедки. Барабан 12, служащий для намотки талевого каната 13 скреплен при помощи посадки и шпонок с ребрами 11. На эти же ребор-

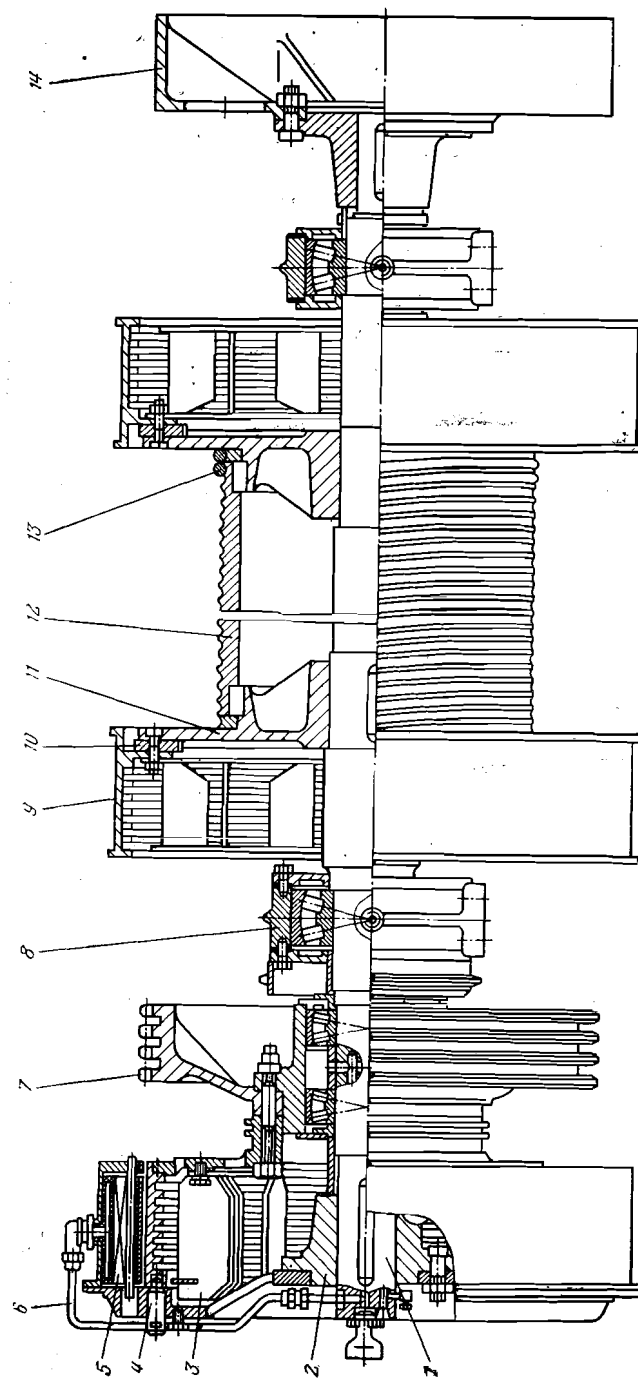


Рис. IV.6. Подъемный вал лебедки ЛБ-750

ды на шпонках 10 и болтах установлены тормозные шкивы 9. Барабан в сборе на прессовой посадке и шпонке насажен на вал 1. С двух сторон барабана на валу 1 смонтированы сферические роликоподшипники, на которых вращается вал. Подшипники смонтированы в корпусах 8 кронштейнов станины.

На левом конце вала 1 на двух подшипниках укреплен звездочка привода 7, собранная с барабаном шинно-пневматической муфты 5. Шкив 2 муфты насажен на конец вала 1. Сжатый воздух для включения муфты от вертлюга на конце вала по воздухопроводу 6 подается в резиновый баллон. В случае выхода из строя муфты соединение может быть сделано при помощи аварийного пальца 4. Лопастей 3 служат для отвода тепла от муфты. На правом конце вала 1 смонтирован барабан 14 муфты включения вспомогательного тормоза.

Тормозная система лебедки

Буровые лебедки оборудуются двумя видами тормозов: ленточно-колодочным механическим, служащим для торможения и полной остановки барабана во время спуска труб в скважину, а также при подаче буровой колонны в процессе бурения; регулирующими тормозными устройствами для замедления скорости спуска колонн, при этом регулирующийся тормоз поглощает часть освобождающейся при спуске энергии, в результате чего на долю ленточного тормоза остается только остановка колонны при ее посадке на ротор. Этими тормозами можно регулировать скорость спуска колонн.

Ленточно-колодочные тормоза

Принципиальная схема ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки показана на рис. IV.7. Две тормозные ленты 7, оборудованные тормозными колодками 2, охватывают тормозные шкивы барабана. Одним неподвижным концом ленты присоединяются к балансиру 9, установленному на стойке 10 на раме лебедки перед барабаном, а другим концом — к тормозному валу 3.

Для увеличения усилия торможения, создаваемого оператором, к тормозному валу присоединяется пневматический цилиндр 4. При поступлении в его полость сжатого воздуха поршень передвигается и через шток 5, присоединенный к коленчатому валу 6 тормоза, поворачивает последний, прижимая ленты с колодками к тормозным шкивам лебедки. Если необходимо остановить барабан или уменьшить его частоту вращения, буровщик рукой нажимает тормозной рычаг 1 по направлению к полу буровой. При этом вертикальные набегающие концы лент, присоединенные к балансиру тягой 8, остаются неподвижными, а горизонтальные сбегаящие, закрепленные на шейках тормоз-

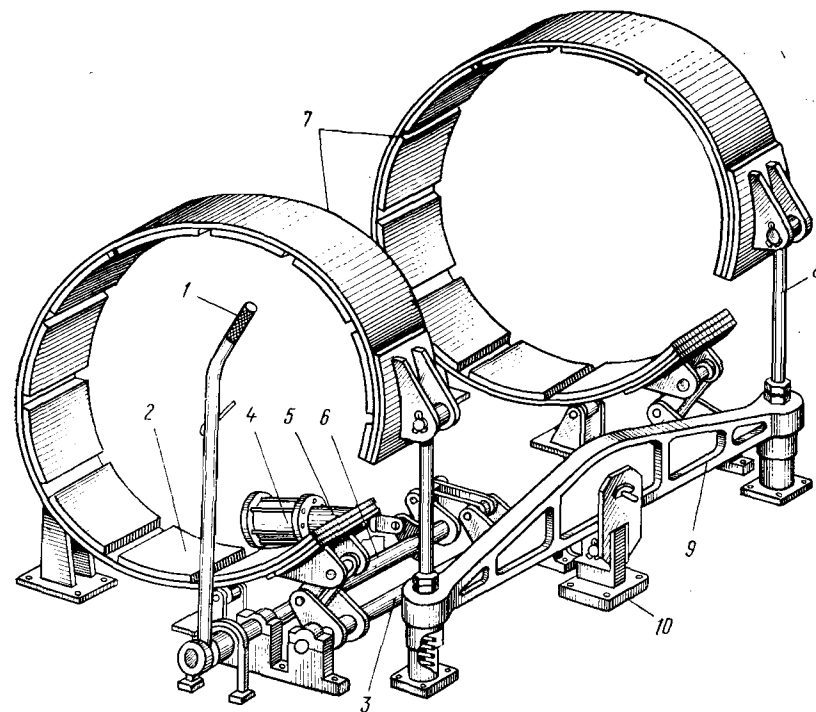


Рис. IV.7. Схема ленточного тормоза

ного вала 6, натягиваются, и колодки, прикрепленные на их внутренних поверхностях, охватывают шкивы барабана и затормаживают его.

Так как торможение осуществляется за счет трения колодок по поверхности тормозного шкива, то выделяется большое количество теплоты, колодки и тормозные шкивы изнашиваются и нагреваются до температуры, в ряде случаев превышающей 900°C. Поэтому к этим деталям лебедки предъявляются большие требования. Тормозные шкивы изготовляют из стали марок 35ХНЛ и 30ХМЛ с термической обработкой — закалкой и высоким отпуском. Можно изготовлять шкивы из стали других марок (5ХГСЛ, 20ХМЛ и др.) с соответствующей термообработкой. Во избежание аварий необходимо тщательно следить за сработкой тормозных шкивов: при появлении на поверхности трещин длиной более 50 мм и шириной 0,2—0,5 мм шкивы следует заменять. Заваривать трещины на поверхности шкивов не допускается.

Конструкция ленточного тормоза лебедки ЛБ-750 приведена на рис. IV.8. Тормоз состоит из двух тормозных лент 8, набегающие неподвижные концы которых присоединены к тягам 10, и

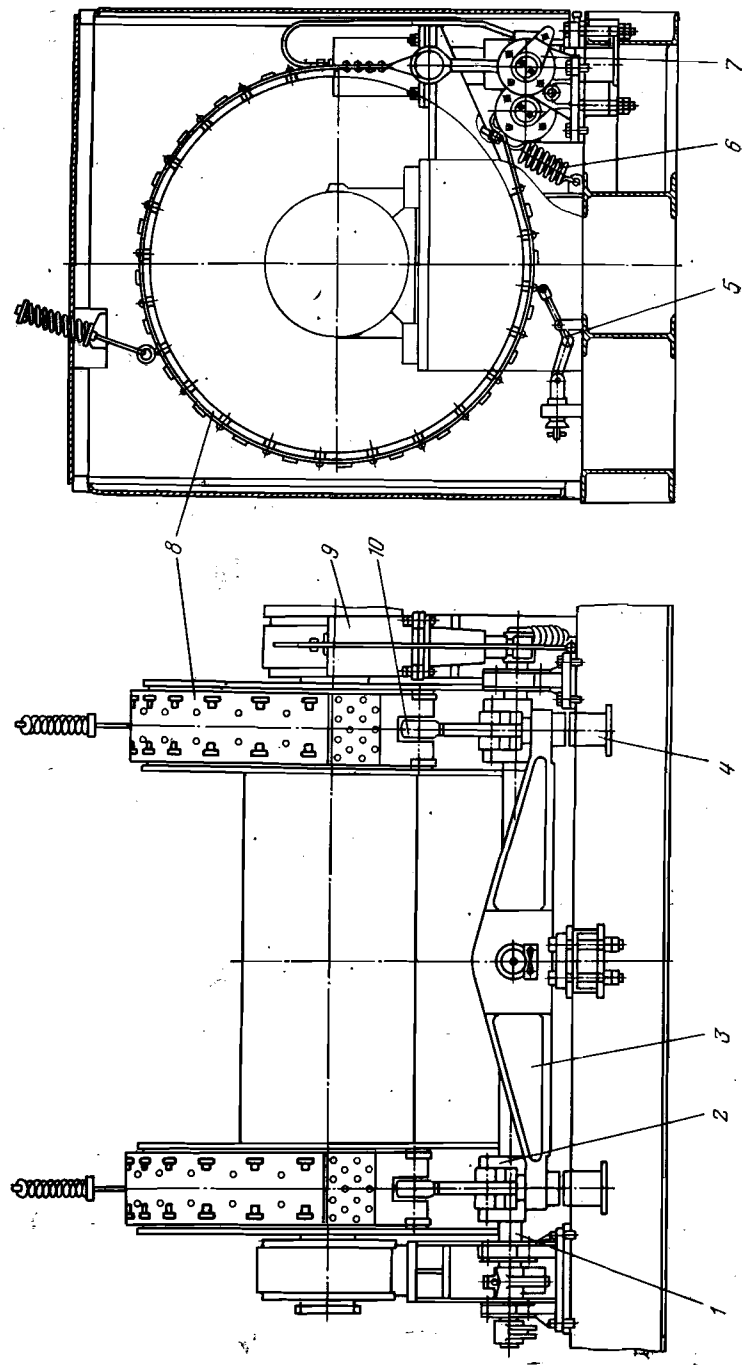


Рис. IV.8. Ленточный тормоз лебедки ЛБ-750

упоров 4, находящихся на концах балансира 3. Сбегающие подвижные концы тормозной ленты соединены с рычагами 2 тормозного вала 1, укрепленного в кронштейнах рамы лебедки.

Тормозной вал 1 поворачивается при помощи системы рычагов с эксцентриками при повороте валика тормозного рычага 7, оттягиваемого пружиной 6. Система управления тормоза с использованием эксцентриков имеет то преимущество, что она обеспечивает прогрессивное увеличение тормозного момента по мере поворота тормозного рычага. Это облегчает и улучшает процесс торможения.

Чтобы поддерживать требуемый зазор 4 ± 1 мм между колодками и тормозным барабаном, применяют упоры 5. Для торможения сжатым воздухом служит пневмоцилиндр 9, связанный рычагом с тормозным валом 1. Оттяжные пружины, прикрепленные к наружной поверхности лент, предназначены для того, чтобы колодки равномерно и полно отходили от шкивов барабана.

Механизм управления ленточным тормозом служит для регулирования натяжения сбегающих подвижных концов тормозных лент. К тормозному валу 1, смонтированному на подшипниках качения в кронштейнах рамы лебедки, прикреплены два рычага 7, связанные с подвижными концами тормозных лент. На консольных же концах тормозного вала 1 закреплены рычаги, на которые воздействуют либо рычаг, находящийся на одном валике с тормозным рычагом, либо шток пневмоцилиндра 9. При повороте тормозного рычага или ходе штока пневмоцилиндра вниз происходит затормаживание, если нажатие прекращается, то тормозной вал 1 оттягивается в первоначальное положение пружиной 6.

Балансир 3 тормоза устанавливается на стойке; на концах он имеет опорные сферические поверхности, которые вместе с поверхностью гнезд балансира образуют шарниры неподвижного конца лент. Благодаря такой конструкции при неравномерном износе колодок балансир во время торможения имеет возможность несколько отклоняться от горизонтального положения.

Пневматический цилиндр 9 тормоза облегчает труд бурильщика во время торможения подъемного вала лебедки при спуске труб в скважину. Конструкция его позволяет вручную управлять тормозом даже в тех случаях, когда по той или иной причине пневматический тормоз не работает. Подача воздуха в цилиндр осуществляется путем вращения ручки, надетой на верхний конец тормозного рычага.

Пневматический цилиндр (рис. IV.9) находится на стойке 13, прикрепленный болтами к раме лебедки. Он состоит из цилиндра 3, верхней 2 и нижней 9 крышек, стянутых шпильками 14. Внутри цилиндра находится поршень 5 с уплотняющей манжетой 17, зажатой болтами 16 между тарелкой поршня и диском 4. Направляющая труба 6 скользит во втулке 8. Шток 10 механически

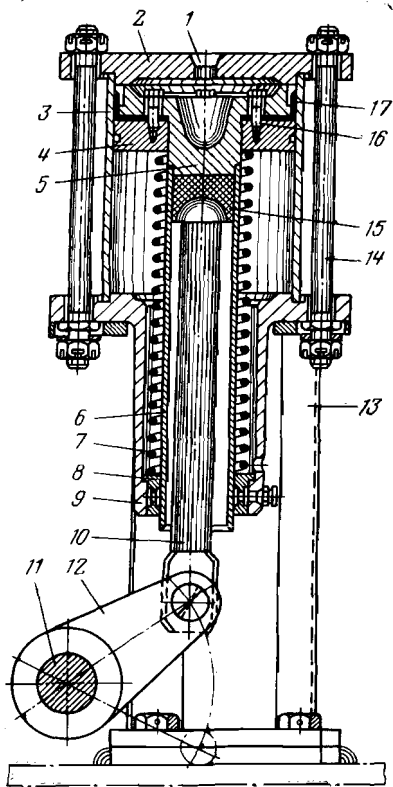


Рис. IV.9. Пневматический цилиндр

не связан с поршнем 5 и заканчивается сферической поверхностью.

На рис. IV.9 показано положение, когда тормоз освобожден от нагрузки, и тормозные ленты отошли от тормозных шкивов. В цилиндре нет воздуха, и поршень 5 усилием пружины 7 поднят в верхнее крайнее положение. Если бурильщик при помощи тормозного рычага повернет тормозной вал 11, не включая пневматический цилиндр, то вместе с валом повернется соединенный с ним рычаг 12 и передвинется шток 10, при этом поршень останется в верхнем положении.

Если в отверстие 1 верхней крышки 2 подать сжатый воздух, то поршень 5 нажмет на шток 10 сферическим резиновым буфером 15 и заставит его двигаться вниз, поворачивая при этом коленчатый вал на тормозное положение. Сжатый воздух из цилиндра выпускается с поста бурильщика через отверстие 1. Как только воздух выйдет из цилиндра, усилием пружины поршень будет подан в верхнее крайнее положение.

Тормозной рычаг закрепляется на конце тормозного вала со стороны пульты управления лебедкой. Он предназначен для управления тормозными лентами. В нижней части рычаг для закрепления имеет ступицу, к которой присоединяется часть рычага, заканчивающаяся рукояткой. Рычаг тормоза при повороте от верхнего положения до полного затормаживания проходит дугу около 60°. Если затормаживание в конце поворота не наступает, следовательно, между накладками лент и тормозными шкивами имеется очень большой зазор. Для устранения этого недостатка ленты необходимо подтянуть. Поскольку в современных буровых установках часто уровни пола буровой и лебедки находятся на большом расстоянии, то применяют систему дистанционного управления тормозом лебедки (см. IV.2). В этом случае тормозной рычаг бурильщика находится на уровне пола буровой и связан жесткой тягой с тормозным рычагом ленточного тормоза.

Тормозные ленты изготовляют из широкополосовой стали, а колодки укрепляют на быстросменных устройствах. Колодки, изготовленные из ретинакса, обладающего высоким коэффициентом трения ($\mu = 0,35 \div 0,65$ по стали) и малым износом, наиболее широко распространены. Для крепления их к ленте концы металлических пластин, запрессованных в материал колодки, загибают на наружную поверхность ленты. Колодки прикрепляют к лентам либо медными или алюминиевыми заклепками, либо с помощью болтов. Головки болтов углубляются в колодках и, таким образом, не соприкасаются с наружной поверхностью тормозных шкивов. В среднем на 1000 м проходки расходуется 70—80 колодок.

Характеристика колодок

Ретинакс

Материал колодок	Ретинакс	
Размер колодки, м:		
длина	0,284	0,23
ширина	0,23	0,12
толщина	0,032	0,032
Радиус кривизны, м	0,583	0,590
Число колодок на тормозной шкив диаметром 1,18 м	9	15

Регулирующие тормоза

В качестве регулирующих тормозных устройств широко распространены гидродинамические и электрические тормоза с замкнутой системой водяного охлаждения. Они присоединяются к подъемным валам лебедок при помощи кулачковых или обгонных муфт. Регулирующие тормоза предназначены для облегчения труда бурильщика, так как в связи с увеличением глубин скважин и веса бурильных труб при торможении лебедки во время СПО необходимо прикладывать большие усилия к ленточному тормозу. К подъемному валу лебедки при помощи муфты присоединяется вспомогательный тормоз, автоматически ограничивающий и регулирующий скорость спуска бурильных или обсадных труб. При этом часть выделяющейся энергии превращается в тепло.

Гидродинамический тормоз (рис. IV.10) состоит из ротора 3, статора 2, закрытого с боков крышками. Муфтой 5 он присоединяется к торцу подъемного вала лебедки. Статор, по существу, является основанием и крепится болтами к раме лебедки на кронштейнах 1. Наклонные ребра при наличии воды в тормозе во время вращения ротора в процессе спуска колонны труб способствуют созданию значительного сопротивления вращению вала 4. Во время вращения этого вала в обратную сторону (при подъеме колонны) сопротивление воды значительно уменьшается.

Гидродинамический тормоз сообщается с холодильником с помощью двух шлангов 6 и 7. Через шланг 7 вода из холодильника

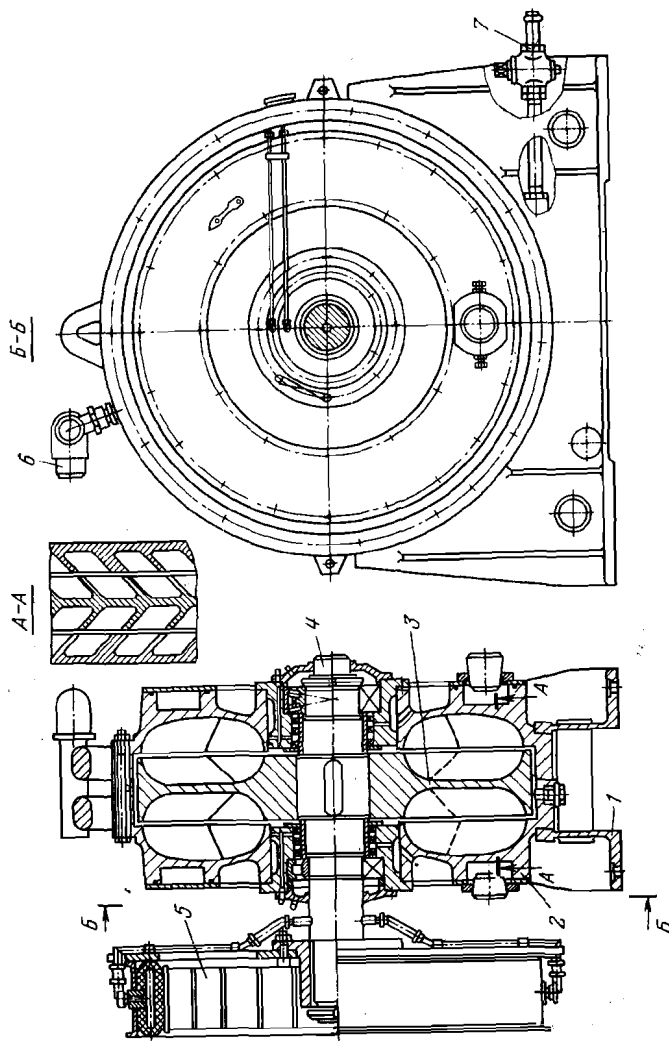


Рис. IV.10. Гидродинамический тормоз

поступает в корпус тормоза, где вследствие высоких скоростей циркуляции и встречного наклона лопаток создается значительный тормозной момент. При правильном выборе объема воды, залитой в тормозную систему, можно установить оптимальную для каждого конкретного случая скорость спуска колонны. Объем воды изменяется регулированием ее уровня в холодильнике.

Всегда следует помнить, что чем меньше скорость спуска, тем меньше тормозной момент развивает гидродинамический тормоз и тем большую нагрузку испытывает ленточный тормоз. Чтобы при подъеме колонны и ненагруженного элеватора на преодоление трения лопастей ротора о жидкость, находящуюся в тормозе, не затрачивалась излишняя мощность, необходимо тормоз отключать от подъемного вала муфтой. Это легко выполняется в том случае, если тормоз отключается один раз в начале подъема труб. Но при отключении его перед каждым подъемом элеватора в процессе спуска труб значительно увеличивается время СПО. Для ускорения и облегчения отключения тормоза применяют шинно-пневматические фрикционные муфты.

В двух- и трехроторных тормозах большого диаметра потери на трение, возникающие при подъеме крюка, достигают значительных величин, поэтому однороторные гидротормоза распространены больше.

Тормозной момент M , создаваемый гидродинамическим тормозом, зависит от частоты вращения ротора тормоза n_r и степени заполнения его полости жидкостью. Чем выше частота вращения ротора, тем больше развиваемый им тормозной момент. Последний увеличивается также пропорционально активному диаметру ротора в пятой степени.

Мощность (в кВт) гидродинамического тормоза может быть определена из формулы

$$N_r = \alpha \left(\frac{n_r}{100} \right)^3 (D_a^5 - D_b^5), \quad (IV.1)$$

где $\alpha = 20 \div 30$ — коэффициент мощности, зависящий от конструкции тормоза; D_a — активный диаметр ротора, м; D_b — диаметр ротора, до которого доходит уровень воды при вращении, м.

На рис. IV.11 приведен график зависимости мощности торможения от скорости спуска бурильных колонн $v_{кс}$ для однорядных гидродинамических тормозов. Из этого графика следует, что при увеличении диаметра ротора с 1,02 до 1,17 м тормозная мощность при одной и той же частоте вращения (390 об/мин) возрастает с 1000 до 3500 кВт, или в 3,5 раза. Таким образом, чем больше диаметр ротора тормоза и выше скорость спуска труб в скважину, тем больше тормозной момент и тем надежнее работает тормоз.

Для облегчения и сокращения затрат времени на отключение тормоза от подъемного вала лебедки гидродинамические тормоза

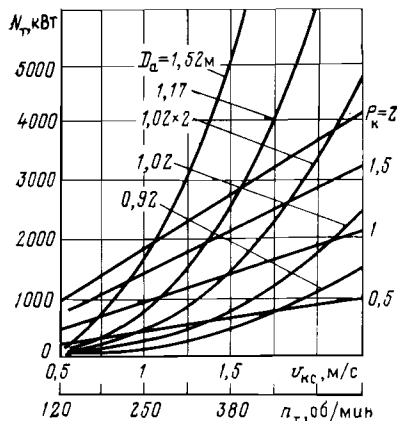
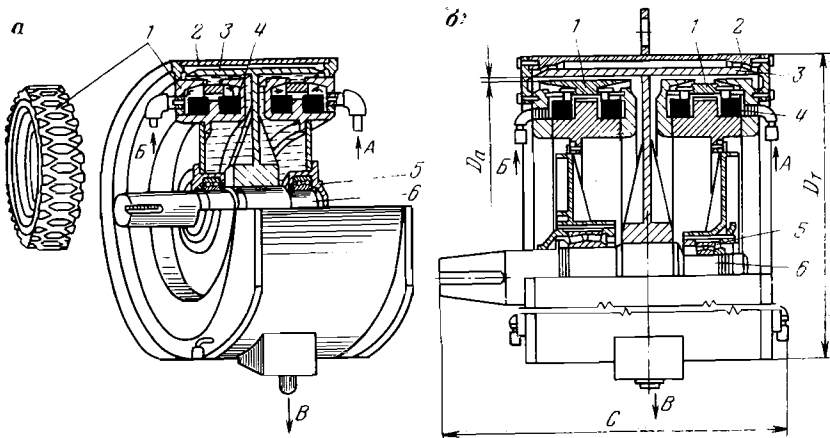


Рис. IV.11. Зависимость мощности N_T гидротормоза от частоты вращения n_T и диаметра D_a ротора тормоза:

P_k — нагрузка на крюк; u_{kc} — скорость спуска крюка при $D_0 = 0,61$ м и кратности подстапаста $u_{tc} = 8$

Рис. IV.12. Регулирующий электродинамический тормоз:

а — общий вид; б — разрез; 1 — магнитный статор; 2 — корпус; 3 — ротор; 4 — обмотка возбуждения; 5 — подшипник; 6 — вал



иногда укомплектовывают обгонными муфтами, которые при обратном направлении вращения вала автоматически отключают тормоз от лебедки и включают его при прямом вращении. Таким образом, применение мощных обгонных муфт сокращает значительные потери энергии при вращении барабана во время подъема ненагруженного элеватора.

Электрические регулирующие тормоза отличаются от механических и гидравлических удобством управления, устойчивым режимом работы, легкостью и плавностью перехода с одного режима на другой или полного отключения от барабана лебедки. В качестве регулирующих тормозов применяют электрические тормозные устройства двух типов: электродинамические, в которых тормозной момент создается в результате взаимодействия наведенных в роторе и статоре вихревых токов, и порошковые.

Электродинамический тормоз представляет собой электрическую машину, работающую в режиме динамического торможения. При помощи муфты он соединяется непосредственно с подъемным валом барабана лебедки. В комплект электротормозной установки входят генератор постоянного тока, станция управления, тормозные сопротивления, командоконтроллер и кнопки управления.

Возбуждение этих тормозов осуществляется от независимых генераторов постоянного тока. Тормозной момент регулируется путем изменения возбуждения генератора или величины сопротивления в цепи статора возбуждителя. Схемы управления позволяют получать различные тормозные режимы, например, максимальный момент при больших или малых частотах вращения.

Эти тормоза имеют ротор с небольшим моментом инерции, не требующий его отключения от вала лебедки при подъеме ненагруженного элеватора. Поэтому для соединения ротора электротормоза с валом лебедки применяют жесткие соединительные кулачковые или зубчатые муфты с местным управлением, включаемые только при спуске колонны.

Электродинамический тормоз с перекрещивающимися полюсами показан на рис. IV.12. Он состоит из легкого Т-образного ротора 3, вращающегося в двух статорах с полюсами оригинальной конструкции и обмотками возбуждений 4. Управляя плотностью магнитного потока, можно изменять момент торможения в широких пределах. Возникающее тепло хорошо отводится водой, заполняющей всю полость статора и хорошо омывающей ротор. Вода в полость поступает по трубопроводу А, В и возвращается в систему охлаждения через сливной патрубок В.

Электромагнитные тормоза с ферропорошковым наполнением применяются в качестве вспомогательных тормозов буровых лебедок. Такой тормоз отличается от электродинамического тем, что в нем межжелезный зазор заполнен ферромагнитным порошком, который способствует повышению проводимости зазора между ротором и статором, в результате чего создается большая сила торможения, почти не зависящая от частоты вращения. Это является преимуществом порошковых тормозов. Ими можно тормозить барабан лебедки до полной его остановки. В динамических же тормозах должно быть обязательно некоторое скольжение.

К недостаткам электромагнитных порошковых тормозов относятся износ, пригорание порошка и необходимость его уплотнения специальными магнитными сальниками. Отвод тепла в этих тормозах осуществляется охлаждающей водой, циркулирующей по специальным каналам, поверхность которых меньше поверхности муфты, что ухудшает теплоотвод и может приводить к перегреву.

Между цилиндрическими поверхностями (активная зона) электромагнита и ротора имеется зазор, равный 2,5—3,5 мм. Во внутреннюю полость тормоза через специальное отверстие засыпается металлический порошок с частицами диаметром 40—200 мкм, получаемый специальным методом распыления железа Армо. Количество порошка должно быть значительно больше объема зазора и определяется экспериментальным путем по наибольшему тормозному моменту.

Для электромагнитного порошкового тормоза типа ТЭП коэффициент избытка порошка $k=1,5$ (по отношению к объему рабочих зазоров). При возбуждении электромагнитов находящийся в полости тормоза ферромагнитный порошок втягивается в зазоры активной зоны, образует между цилиндрическими поверхностями статора и ротора цепочку связи и располагается вдоль направления силовых линий магнитного поля. Суммарная величина связей от всех цепочек возрастает с увеличением тока возбуждения.

Максимальный тормозной момент (в Н·м)

$$M_{\max} = \tau_{\max} 2\pi R^2 l B, \quad (IV.2)$$

где τ_{\max} — напряжение сдвига порошка при данной величине индукции в зазоре, Па; R — средний расчетный радиус ротора, м; l и B — рабочая длина и ширина всех активных зазоров, м.

В зависимости от величины зазора между внутренним диаметром статора и наружным диаметром ротора, размеров частиц и параметров порошка $\tau_{\max} = 0,08 \div 0,12$ МПа. Электромагнитный

тормоз с ферропорошковым наполнением (ТЭП) отличается от гидродинамических и электродинамических тем, что его тормозной момент зависит не от частоты вращения вала, а от тока возбуждения электрической системы и может плавно изменяться от нуля до максимума.

Частота вращения тормоза ТЭП-45 достигает 500 об/мин, и он может развивать постоянный номинальный тормозной момент 45 кН·м.

На рис. IV.13 приведен график крутящих моментов, развиваемых вспомогательными тормозами различных типов, примерно одинаковых габаритов, при работе в сходных условиях.

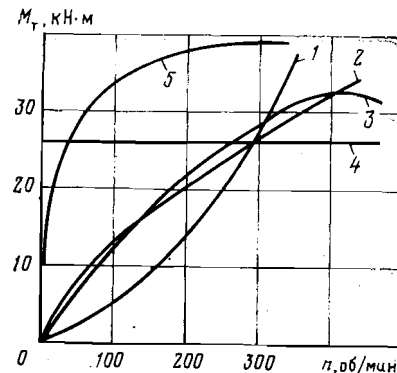


Рис. IV.13. Характеристики регулирующих тормозов:

1 — гидродинамический; 2 — электромагнитный ЭМТ; 3 — электродинамический МСТ; 4 — электропорошковый; 5 — электродинамический водонаполненный

§ 4. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТЫ ЛЕБЕДКИ

Для определения мощности, необходимой для привода лебедки, находим мощность (в кВт) на крюке при подъеме [см. формулу (III.16)]

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{к}} v_{\text{к min}}, \quad (IV.3)$$

где $P_{\text{к}}$ — нагрузка на крюке от наибольшего веса бурильной колонны, МН; $v_{\text{к min}} = 0,3 \div 0,5$ — минимальная скорость подъема крюка, м/с.

Мощность (в кВт) на барабане лебедки

$$N_{\text{бл}} = N_{\text{кр}} / \eta_{\text{тс}} \quad \text{или}$$

$$N_{\text{бл}} = P_{\text{к}} v_{\text{ср}} / 2\eta_{\text{тс}},$$

где $\eta_{\text{тс}}$ — коэффициент полезного действия талевой системы [см. формулу (III.8)]; $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость навивки ведущей струны на барабан лебедки при подъеме (принимают по второму или третьему ряду навивки на барабан в зависимости от числа рядов).

Номинальная мощность (в кВт), необходимая для привода лебедки,

$$N_{\text{л}} = N_{\text{кр}} / \eta_{\text{тс}} \eta_{\text{л}} \quad \text{или} \quad N_{\text{л}} = N_{\text{бл}} / \eta_{\text{л}} \quad (IV.4)$$

($\eta_{\text{л}} = 0,85 \div 0,9$ — коэффициент полезного действия лебедки).

Расчеты размеров барабана лебедки и длины каната

Пример IV.2. Сделать поверочный расчет размеров барабана лебедки ЛБУ-1100 и числа рядов навивки каната.

Исходные данные: диаметр бочки барабана $D_6 = 0,75$ м; длина барабана $L_6 = 1,35$ м; диаметр каната $d_{\text{к}} = 32$ мм; оснастка 5×6.

Диаметр навивки каната (в м) определяем по формуле (III.15)

$$D_{\text{рi}} = D_6 + (2z_i - 1)d_{\text{к}}\alpha, \quad (IV.5)$$

где z_i — число рядов навивки каната на барабане; $\alpha = 0,93$ — коэффициент сжатия каната.

Диаметр намотки по первому ряду каната (в м)

$$D_{\text{р1}} = 0,75 + 0,032 = 0,782.$$

Диаметр намотки по второму и третьему рядам (в м)

$$D_{\text{р2}} = D_{\text{р1}} + 2d_{\text{к}}\alpha = 0,782 + 2 \cdot 0,032 \cdot 0,93 = 0,84;$$

$$D_{\text{р3}} = D_{\text{р1}} + 4d_{\text{к}}\alpha = 0,782 + 4 \cdot 0,032 \cdot 0,93 = 0,90.$$

Число витков каната в одном ряду

$$m = L_6 \beta / t, \quad (IV.6)$$

где $\beta = 0,92 \div 0,95$ — коэффициент неравномерности навивки каната; $t = 0,033$ м — шаг навивки каната.

Тогда

$$m = 1,35 \cdot 0,95 / 0,033 \approx 39 \text{ витков.}$$

Принимая, что в первом ряду находится 10 нерабочих витков каната ($m_3=10$), определяем безопасную длину этого постоянно навитого на барабан каната:

$$l_3 = \pi D_{рл} m_3 = 3,14 \cdot 0,782 \cdot 10 \approx 24 \text{ м.}$$

Необходимая длина наматываемого на барабан каната (в м) для подъема бурильных труб

$$L = \varepsilon l u_{тс} + l_3. \quad (IV.7)$$

Здесь $\varepsilon=1,05 \div 1,15$ — коэффициент, учитывающий пробег крюка при подъеме; $l=27$ м — длина свечи; $u_{тс}=10$ — число рабочих струн оснастки.

$$L_{10} = 1,05 \cdot 27 \cdot 10 + 24 = 307 \text{ м.}$$

Длина одного ряда каната (в м), навиваемого на барабан:

$$l_i = \pi D_{рi} m. \quad (IV.8)$$

Для первого ряда

$$l_1 = 3,14 \cdot 0,782 \cdot 39 = 96;$$

для второго ряда

$$l_2 = 3,14 \cdot 0,84 \cdot 39 = 103;$$

для третьего ряда

$$l_3 = L - l_1 - l_2 = 307 - 96 - 103 = 108 \text{ м.}$$

Число витков в третьем ряду

$$m_3 = l_3 / \pi D_{р3} = 108 / 3,14 \cdot 0,90 = 38 \text{ витков.}$$

Из расчета видно, что при длине барабана 1,35 м и числе витков в одном слое 39 для подъема свечей длиной 27 м для работы с навивкой каната в три слоя может быть применена талевая система с кратностью полиспаста $u_{тс}=10$, т.е. оснастка 5×6 допускает работу со свечами длиной 27 м.

Пример IV.3. Проверить диаметр тормозных шкивов барабана лебедки ЛБУ-1100.

Диаметр тормозных шкивов зависит от диаметра первого ряда навивки каната на барабан и определяется соотношением:

$$D_{ш} = (1,8 \div 2,5) D_{р1}. \quad (IV.9)$$

Из табл. IV.1 находим диаметр тормозного шкива $D_{ш}=1,45$ м, тогда отношение $D_{ш}/D_{р1}=1,45/0,782=1,854$, что допустимо, так как это отношение больше 1,8.

Пример IV.4. Определить скорости подъема крюка, зная частоту вращения подъемного вала n_i (из примера IV.1) и расчетный диаметр барабана D_p .

Примем $D_p=D_{р2}=0,84$ м (из примера IV.2).

Скорость подъема крюка

$$v_{ki} = \frac{\pi D_p n_{6i}}{60 u_{тс}}, \quad (IV.10)$$

где $u_{тс}=8$ — число рабочих струн при оснастке 4×5; 60 — для перевода частоты вращения вала в 1 мин в частоту вращения в 1 с.

Скорости крюка (в м/с):

«Тихие»		«Быстрые»	
$v_{к1} = \frac{3,14 \cdot 0,84 \cdot 45}{60 \cdot 8} = 0,25;$		$v_{к4} = \frac{3,14 \cdot 0,84 \cdot 168}{60 \cdot 8} = 0,92;$	
$v_{к2} = \frac{3,14 \cdot 0,84 \cdot 70}{60 \cdot 8} = 0,38;$		$v_{к5} = \frac{3,14 \cdot 0,84 \cdot 257}{60 \cdot 8} = 1,41;$	
$v_{к3} = \frac{3,14 \cdot 0,84 \cdot 111}{60 \cdot 8} = 0,61;$		$v_{к6} = \frac{3,14 \cdot 0,84 \cdot 407}{60 \cdot 8} = 2,24.$	

Скорость навивки каната на барабан при оснастке 4×5 в 8 раз выше скорости подъема крюка и составит соответственно: 2; 3,04; 4,88; 7,36; 11,28; 17,92 м/с. При оснастке 5×6 скорости навивки каната на барабан будут в 0,8 раза меньше, т.е. 1,6; 2,43; 3,9; 5,88; 9,02 и 14,34 м/с.

Пример IV.5. Определить нагрузки на крюке при различных скоростях подъема (v_{ki} берутся из примера IV.4). Вес подвижной части талевой системы $G_{тс}=100$ кН, оснастка 4×5.

Мощность на подъемном валу лебедки ЛБУ-1100

$$N_{л} = 0,8 N_{\max} = 0,8 \cdot 1000 = 800 \text{ кВт,}$$

где $N_{\max}=1000$ кВт — максимальная мощность привода лебедки (из табл. IV.1).

Подъемная сила (в кН) на крюке при различных скоростях его подъема

$$P_{ki} = \frac{N_{л} \eta_{тс} \eta_{л}}{v_{ki}} - G_{тс} = \frac{800 \cdot 0,84 \cdot 0,9}{v_{ki}} - 100 = \frac{605}{v_{ki}} - 100, \quad (IV.11)$$

где $\eta_{тс}$ — к. п. д. талевой системы; $\eta_{л}=0,9$ — к. п. д. лебедки.

При $u_{тс}=8$ из выражения (III.8) $\eta_{тс}=1-0,02 \cdot u_{тс}$

$$u_{тс} = 1 - 0,02 \cdot 8 = 0,84.$$

Вес колонны (в кН), который может быть поднят на различных скоростях:

«Тихие»		«Быстрые»	
$P_{к1} = \frac{605}{0,25} - 100 = 2300;$		$P_{к4} = \frac{605}{2,24} - 100 = 558;$	
$P_{к2} = \frac{605}{0,38} - 100 = 1492;$		$P_{к5} = \frac{605}{1,41} - 100 = 320;$	
$P_{к3} = \frac{605}{0,61} - 100 = 892;$		$P_{к6} = \frac{605}{2,24} - 100 = 170.$	

Пример IV.6. Для установки БУ5000 с лебедкой ЛБУ-1100 при оснастке талевой системы 4×5 определить число свечей длиной $l=25$ м из труб диаметром 114 мм, которые могут быть подняты на третьей скорости.

Исходные данные: мощность на подъемном валу лебедки 800 кВт; частота вращения вала лебедки 111 об/мин (см. пример IV.1); диаметр барабана лебедки 0,75 м; вес подвижной части талевой системы $G_{тс}=100$ кН; вес 200 м утяжеленных бурильных труб $G_{убт}=380$ кН.

Скорость подъема крюка на третьей скорости

$$v_{к3} = \frac{\pi D_p n_{63}}{60 u_{тс}}, \quad (IV.12)$$

где $D_p=0,84$ м — средний диаметр барабана при двух рядах навивки каната; $u_{тс}=8$ — кратность полиспаста талевого системы.

Тогда

$$u_{кз} = \frac{3,14 \cdot 0,84 \cdot 111}{60,8} = 0,61 \text{ м/с.}$$

Максимальный вес труб, поднимаемых из скважины на третьей скорости, $P_{кз}=892$ кН (из примера IV.5).

Число свечей из 114-мм труб, которое можно поднять на третьей скорости:

$$s_3 = (P_{кз} - G_{убт}) / \left(\left(1 - \frac{\rho_p}{\rho_c} \right) q_{6т} l \right) =$$

$$= (892 - 380) / \left(\left(1 - \frac{1,5}{7,85} \right) 0,3 \cdot 25 \right) = 84,$$

где $q_{6т}=300$ Н/м — вес 1 м труб; $\rho_p=1,5$ и $\rho_c=7,8$ — плотности соответственно бурового раствора и стали.

Следовательно, на третьей скорости можно поднимать 84 свечи и УБТ, находящиеся над долотом.

Расчет ленточного тормоза

Пример IV.7. Определить усилия натяжения набегающего и сбегающего концов тормозной ленты и проверить давление колодок на барабан.

Исходные данные: максимальная нагрузка на крюке $G_k=1,7$ МН; диаметр барабана лебедки ЛБУ-1100 $D_b=0,75$ м; оснастка талевого системы 4×5; диаметр тормозного шкива 1,45 м; ширина тормозной ленты 0,23 м; материал колодок — ретинакс; допустимая удельная нагрузка $\sigma_{max}=0,8$, а $\sigma_{min}=0,5$ МПа.

Натяжение набегающего на барабан ведущей струны каната при торможении

$$P_{вт} = \frac{G_k + G_{тс}}{u_{тс}} \eta_{тс} k_d, \quad (IV.13)$$

где $G_{тс}=0,1$ МН — вес подвижной части талевого системы; $u_{тс}=8$ — кратность талевого системы; $\eta_{тс}=0,83$ — к. п. д. талевого системы; $k_d=1,1$ — коэффициент динамичности.

$$P_{вт} = \frac{1,7 + 0,1}{8} 0,83 \cdot 1,1 = 0,205 \text{ МН.}$$

Момент на барабане

$$M_b = P_{вт} \frac{D_{6p}}{2} \quad (IV.14)$$

($D_{6p}=D_{ps}=0,98$ м — расчетный диаметр барабана с навитым канатом по третьему слою, при котором момент на барабане будет наибольшим).

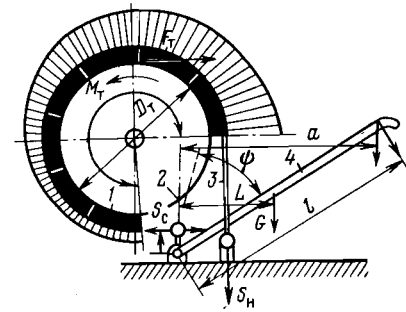
$$M_b = 0,205 \frac{0,98}{2} 10^3 = 100 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Натяжение (в кН) набегающих концов лент (рис. IV.14)

$$S_H = k F_T \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \quad (IV.15)$$

Рис. IV.14. Расчетная схема ленточного тормоза:

1 — колодка; 2 — шкив; 3 — лента тормоза; 4 — рычаг; α — угол охвата колодок; ψ — угол поворота тормозного рычага



где $k=1,2$ — коэффициент запаса; F_T — окружное тормозное усилие, кН

$$F_T = M_b / D_T = 100 \cdot 2 / 1,45 = 138 \text{ кН;} \quad (IV.16)$$

μ — коэффициент трения колодок, примем $\mu=0,35$; α — угол охвата тормозного шкива лентой, рад, $\alpha=270 : 360 \cdot 2\pi=4,71$; $D_T=1,45$ м — диаметр тормозного шкива.

$$S_H = 1,2 \frac{100 \cdot 2 e^{0,35 \cdot 4,71}}{1,45 (e^{0,35 \cdot 4,71} - 1)} = 205 \text{ кН.}$$

Натяжение сбегающих концов лент

$$S_C = S_H / e^{\mu\alpha} = 205 / 5,2 = 40 \text{ кН.} \quad (IV.17)$$

Максимальное давление колодок на тормозной шкив

$$p_{max} = \frac{S_H 2}{2 B D_T} = \frac{205}{0,23 \cdot 1,45} = 610 \text{ кПа} = 0,61 \text{ МПа} \quad IV.18$$

(B — ширина тормозной ленты, м).

Полученное давление допустимо, так как $\sigma_{min} < p_{max} < \sigma_{max}$.
Минимальное давление колодок на тормозной шкив

$$p_{min} = \frac{S_C 2}{2 B D_T} = \frac{40}{0,23 \cdot 1,45} = 128 \text{ кПа} = 0,128 \text{ МПа.}$$

Среднее давление колодок на шкив

$$p_{ср} = (p_{max} + p_{min}) / 2 = (0,61 + 0,128) / 2 = 0,36 \text{ МПа.} \quad (IV.19)$$

Средняя удельная нагрузка

$$\sigma_{ср} = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2 = (0,8 + 0,5) / 2 = 0,65 \text{ МПа.}$$

Следовательно, $p_{ср} < \sigma_{ср}$, что допустимо.

Пример IV.8. Определить усилие на тормозном рычаге лебедки.

Момент на коленчатом валу тормоза

$$M_k = S_C r \quad (IV.20)$$

($r=0,03$ м — радиус рычажка коленчатого вала тормоза).

$$M_k = 32,7 \cdot 0,03 = 0,98 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Необходимое для торможения усилие на тормозной рукоятке рычага

$$P_p = (M_k - G_p L) / a \eta. \quad (IV.21)$$

Здесь $G_p=500$ Н — вес тормозного рычага; $L \approx 0,35$ м — расстояние от центра тяжести тормозного рычага до оси вала (см. рис. IV.14); $a=l \cos \psi$; $l=1,6$ м — длина рукоятки тормоза; $\eta=0,8$ — к. п. д., учитывающий трение в опорах, амортизаторе и др.
При $\psi=60^\circ$ и $a=1,4$ м

$$P_p = \frac{1,2 - 0,5 \cdot 0,7}{1,4 \cdot 0,8} = 0,76 \text{ кН};$$

при $\psi=30^\circ$ и $a=0,8$ м

$$P_p = \frac{1,2 - 0,5 \cdot 0,4}{0,8 \cdot 0,8} = 1,56 \text{ кН}.$$

Так как усилие рабочего не должно быть более 0,25 кН, то для создания необходимой силы торможения используется пневматический цилиндр.
Пример IV.9. Проверочный расчет тормозной ленты. Тормозные ленты изготавливают из стали 50.

Напряжение растяжения в сечении ленты определяем по формуле

$$\sigma_d = S_n / 2f = 205 / 2 \cdot 0,001 = 102 \text{ МПа}.$$

Площадь сечения ленты (в м^2)

$$f = \delta b - z \delta d = 0,006 \cdot 0,22 - 3 \cdot 0,006 \cdot 0,014 = 0,001 \text{ м}^2,$$

где $\delta=0,006$ м — толщина ленты; $b=0,22$ м — ширина ленты; $z=3$ — число отверстий; $d=0,014$ м — диаметр отверстия.

При обрыве одной ленты тормозной момент передается на другую ленту, которая должна обеспечить торможение опускаемой колонны. В этом случае $\sigma_{\max}=2\sigma_d=170$ МПа, что для стали 50 вполне допустимо.

Конец ленты закреплен 12-ю заклепками, работающими на двойной срез. Напряжение среза в заклепках

$$\sigma_3 = \frac{S_{n1}}{2n\delta d_3} = \frac{0,085}{2 \cdot 12 \cdot 0,006 \cdot 0,014} = 61 \text{ МПа};$$

$\sigma_3=61$ МПа, что значительно ниже допустимого.

Здесь $S_{n1}=S_n/2$ — натяжение набегающего конца одной ленты; $n=12$ — число заклепок; $d_3=0,014$ м — диаметр заклепок.

Тепловой расчет регулирующего тормоза

Тепловой расчет регулирующего тормоза сводится к определению поверхностей теплоотдачи и количества воды, необходимой для отвода образующегося тепла. Так как мощность торможения по мере спуска бурильной колонны изменяется и к концу спуска достигает наибольшего значения, количество воды, необходимой для охлаждения, в разные периоды работы может быть различно.

Тепловой расчет регулирующего тормоза ведется по условному количеству теплоты, выделившейся в конце спуска колонны (в кДж):

$$Q_B = N_T t_{cn} z, \quad (IV.22)$$

где N_T — мощность, поглощаемая регулирующим тормозом, кВт;

Таблица IV.2

Мощность тормоза N_T , кВт	Нагрузка на крюке, МН	Разность температуры воды в тормозе (t_3-t_4), °С					
		14	28	42	56	70	85
500	0,28	0,520	0,260	0,172	0,130	0,108	0,087
1000	0,56	1,040	0,520	0,345	0,260	0,207	0,175
1500	0,84	1,560	0,780	0,517	0,390	0,310	0,262
2000	1,12	2,080	1,040	0,690	0,520	0,415	0,350
2500	1,40	2,600	1,300	0,862	0,650	0,517	0,437
3000	1,68	3,120	1,560	1,035	0,780	0,620	0,525
3500	1,96	3,640	1,820	1,207	0,910	0,725	0,612
4000	2,24	4,160	2,080	1,380	1,040	0,830	0,700
4500	2,52	4,680	2,340	1,552	1,170	0,932	0,787
5000	2,80	3,200	2,600	1,725	1,300	1,035	0,875

t_{cn} — время спуска одной свечи, с; z — число спускаемых свечей в течение 1 ч.

При расчете количества тепла, поглощаемого тормозом, принимается средняя частота вращения его ротора:

$$n_{p,cp} = l u_{TC} 60 / t_{cn} D_{бр} \pi, \quad (IV.23)$$

где l — длина свечи, м; u_{TC} — число струн каната в талеовой оснастке; $D_{бр}$ — средний диаметр намотки каната на барабан, м;

Количество теплоты, отводимой поверхностью тормоза в течение 1 ч,

$$Q_0 = c_{рт} \Pi (t_1 - t_2) 3,6 \cdot 10^3, \quad (IV.24)$$

где $c_{рт}=12 \div 25$ — коэффициент теплоотдачи от поверхности тормоза воздуху, Вт/($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$); Π — поверхность регулирующего тормоза и холодильника, м^2 ; t_1 — температура поверхности тормоза, $^\circ\text{С}$ (принимается не выше 80°С); $t_2 \leq 35^\circ\text{С}$ — температура окружающего воздуха; $3,6 \cdot 10^3$ — переводной коэффициент.

Количество воды (в л/мин), подводимой к тормозу для отвода тепла,

$$q = (Q_B - Q_0) / (t_3 - t_4) 60 \quad (IV.25)$$

(t_3 и t_4 — температуры отводимой и подводимой воды, $^\circ\text{С}$).

В табл. IV.2 приведены данные о количестве воды (в $\text{м}^3/\text{мин}$), необходимой для охлаждения вспомогательного тормоза при скорости спуска крюка $=1,8$ м/с.

Если на буровой нет проточной воды, то следует предусмотреть соответствующие устройства для ее охлаждения.

§ 5. ЭКСПЛУАТАЦИЯ БУРОВЫХ ЛЕБЕДОК

Хотя буровые лебедки и рассчитаны на длительную работу в тяжелых условиях, нормальная, безотказная и безопасная эксплуатация их возможна только при условии регулярного и тща-

тельного ухода. Условия безопасной работы — содержание лебедки всегда в исправном состоянии, своевременное выявление и устранение всех дефектов. Не допускается смазка и ремонт ее во время работы. Все наружные движущиеся и вращающиеся части лебедки должны быть ограждены прочными стальными кожухами. Работа без ограждений цепных передач недопустима.

Перед пуском лебедки необходимо проверить:

правильность сборки и установки: лебедка должна быть закреплена на фундаменте болтами, валы ее должны быть горизонтальны, а оси параллельны между собой, цепные колеса (пара) установлены строго в одной плоскости;

регулировку ленточного тормоза: следует добиться равномерного прилегания лент к тормозным шкивам при горизонтальном балансира и расположения конца тормозной ручки при полном торможении на расстоянии 0,8—0,9 м от пола буровой; при расторможенном состоянии ленты не должны прикасаться к поверхности тормозных шкивов;

состояние подшипников: подшипники должны быть промыты и заполнены свежей смазкой, соответствующей заводской инструкции;

зазоры между шинно-пневматическими муфтами и шкивами: при отсутствии воздуха зазор между фрикционными колодками муфт и шкивами должен быть не менее 2—3 мм и равномерным по всей окружности;

герметичность системы воздухопровода и пусковых устройств: пропуски воздуха необходимо устранить;

работоспособность и надежность противозатаскивателя талевого блока;

установку гидродинамического тормоза и механизма его включения и отключения;

закрепление талевого каната на барабане лебедки и его неподвижного конца;

количество витков каната на барабане лебедки: при крюке, спущенном на пол буровой, на барабане лебедки должно быть не менее двух витков каната;

наличие на лебедке предохранительных кожухов и качество их крепления;

работу лебедки и ее отдельных узлов без нагрузки.

После пуска лебедки в эксплуатацию при приеме и сдаче вахт необходимо ее осмотреть, а также опробовать отдельные узлы. Обнаруженные неисправности немедленно следует устранить, а в вахтовом журнале надо делать соответствующую запись.

При эксплуатации лебедки необходимо выполнение следующих требований:

проверять состояние шкивов тормозных и шинно-пневматических муфт; максимально допустимый износ тормозных шкивов 10 мм на сторону;

следить за состоянием тормозных колодок; запрещается работать с колодками, изношенными до толщины менее 2,5 мм, частичная замена изношенных колодок не допускается;

периодически проверять и регулировать кольцевой зазор между колодками и поверхностью шкивов тормоза;

предупреждать попадание масла и воды на рабочую поверхность тормозных шкивов и шкивов муфт;

проверять и регулярно крепить болтовые соединения;

проверять состояние смазки цепных передач и смазывать их в соответствии с инструкцией;

следить за подшипниками; все подшипники должны работать бесшумно и плавно; температура нагрева их не должна превышать 80 °С;

наблюдать за работой ленточного тормоза и по мере необходимости регулировать его;

регулярно осматривать и проверять натяжение и провисание цепей;

проверять пневматическую систему управления лебедки и устранять обнаруженные недостатки;

каждой вахте следить за исправностью противозатаскивателя.

Во время эксплуатации гидродинамического тормоза необходимо следить за герметичностью всех соединений. Вода, поступающая в тормоз, должна быть чистой. Наличие песка в воде способствует износу основных его деталей и преждевременному выходу из строя.

Кулачковые муфты следует включать без ударов; каждую вахту надо проверять состояние смазки подшипников, уплотнений, хомутов кулачкового включения, шлицевого конца вала и по мере надобности в соответствии с инструкцией смазывать их.

Для смазки механизмов и отдельных деталей лебедок, коробок передач и трансмиссий надо применять консистентные и жидкие смазки в соответствии с заводскими инструкциями. Консистентную смазку ЦИАТИМ 203 (ГОСТ 8773—73) можно применять зимой и летом для подшипников качения, звездочек, трансмиссий и КПП, вертлюжков и других аналогичных механизмов и смазывать их не реже 1 раза в полгода. Подшипники вала барабана лебедки, промежуточных валов трансмиссии, тормозного рычага, вала гидродинамического тормоза, шарниров тормозных лент, кулачковых муфт, пневмоцилиндра тормоза, оси балансира и других подвижных соединений шарниров, работающих периодически, рекомендуется смазывать 1 раз в 3 мес, а манжеты гидротормоза — ежедневно.

Для смазки цепных передач и их подшипников применяют жидкие смазки: летом — индустриальное масло 50 (ГОСТ 20799—75), а зимой — смесь индустриального масла 20 с индустриальным маслом 30 (ГОСТ 20799—75). В картерах цепных и зубчатых передач смазку рекомендуется заменять 1 раз в полгода.

Правильная эксплуатация и выполнение всех требований инструкции повышают долговечность лебедки и трансмиссий и обеспечивают высокую производительность. В процессе работы лебедку следует нагружать в соответствии с ее характеристикой для всех скоростей. Эксплуатация лебедки разрешается не выше ее максимально допустимой нагрузки. При ликвидации аварий в скважинах нередко приходится применять нагрузки, достигающие максимальных. Обсадные трубы большого диаметра на глубины свыше 2000 м спускают также при высоких нагрузках. В этих случаях необходимо быть особенно внимательным к состоянию лебедки, ее тормозов и соблюдению правил техники безопасности.

Всякого рода переключения, а также вспомогательные операции следует проводить на пониженных частотах вращения. Мероприятия по уходу за лебедкой должны осуществляться с учетом местных природных условий, особенностей климата и времени года.

Монтаж буровых лебедок

При первичном монтаже или после транспортировки лебедки отдельным блоком ее следует монтировать на основании так, чтобы обеспечивалось следующее.

При цепном приводе ротора:

все валы трансмиссий привода ротора должны быть параллельны с осью его ведущего вала;

звездочки привода цепной трансмиссии лебедки и ротора должны лежать в одной плоскости без перекоса осей их валов;

плоскость, лежащая на центральной оси звездочек, должна находиться на расстоянии 1370 мм от плоскости, проходящей через середину барабана лебедки.

При приводе ротора карданным валом:

расстояние от центра скважины до лебедки должно быть в соответствии с заводской инструкцией;

плоскость, проходящая по середине барабана, должна совпадать с плоскостью, проходящей по оси желоба шкива кронблока, по которому движется ведущая струна каната.

После выверки положения лебедки относительно осей скважины и ротора она должна быть прочно укреплена на основании в соответствии с требованиями заводской инструкции.

Контрольные вопросы к гл. IV

1. Назначение, устройство и конструктивные схемы буровых лебедок.
2. Параметры, характеризующие буровую лебедку и ее основные размеры.
3. Подъемные агрегаты типа ЛБУ.
4. Тормоза буровых лебедок.

5. Устройство ленточного тормоза буровой лебедки. Усилия, на сбегавшем и на набегавшем концах тормозной ленты.
6. Усилия на тормозном рычаге лебедки.
7. Пневмоцилиндры в тормозах лебедок.
8. Материалы, из которых изготовляют тормозные колодки.
9. Назначение и принцип действия гидродинамического тормоза.
10. Назначение и устройство электродинамического тормоза.
11. Регулирование тормозного момента в гидродинамическом и электрическом тормозах.
12. Нагрев тормозов буровых лебедок и их охлаждение.
13. Смена тормозных колодок и их регулировка.
14. Основные правила эксплуатации буровых лебедок.

ГЛАВА V

РОТОРЫ

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ И УСТРОЙСТВО

Роторы предназначены для вращения вертикально подвешенной бурильной колонны с частотой 30—300 об/мин при роторном бурении или восприятия реактивного крутящего момента при бурении забойными двигателями. Они служат также для подержания на весу колонн бурильных или обсадных труб, устанавливаемых на его столе на элеваторе или клиньях. Роторы также используются при отвинчивании и свинчивании труб в процессе СПО, ловильных и аварийных работ. Ротор представляет собой как бы конический зубчатый редуктор, ведомое коническое колесо которого насажено на втулку, соединенную со столом. Вертикальная ось стола расположена по оси скважины.

На рис. V.1 показана схема ротора. Стол 5 имеет отверстие диаметром 250—1260 мм в зависимости от типоразмера ротора. В отверстие стола устанавливают вкладыши 7 и зажимы ведущей

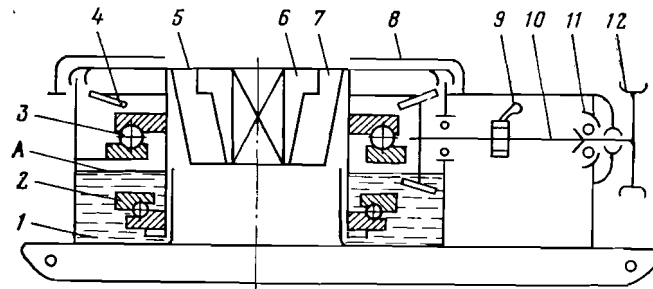


Рис. V.1. Схема ротора

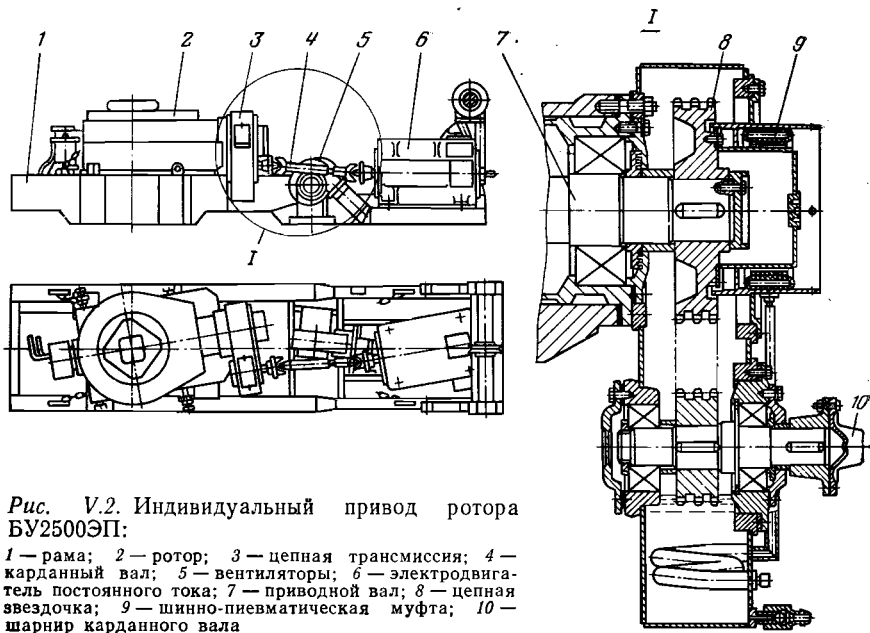


Рис. V.2. Индивидуальный привод ротора БУ2500ЭП:

1 — рама; 2 — ротор; 3 — цепная трансмиссия; 4 — карданный вал; 5 — вентиляторы; 6 — электродвигатель постоянного тока; 7 — приводной вал; 8 — цепная звездочка; 9 — шинно-пневматическая муфта; 10 — шарнир карданного вала

трубы 6, через которые передается крутящий момент. Большое коническое колесо 4 передает вращение столу ротора, укрепленному на основной 3 и вспомогательной 2 опорах, смонтированных в корпусе 1, образующем одновременно масляную ванну для смазки передачи и подшипников.

Сверху стол защищен оградой 8. Быстроходный ведущий вал 10 расположен горизонтально на подшипниках 11, воспринимающих радиальные и горизонтальные нагрузки. Вал 10 приводится во вращение от цепной звездочки 12 или с помощью вилки карданного вала, расположенной на конце вала. Ротор снабжен стопором 9, при включении которого вращение стола становится невозможным. Фиксация стола ротора необходима при СПО и бурении забойными двигателями для восприятия реактивного момента.

Привод ротора в буровых установках с расположением лебедки на полу буровой осуществляется цепной трансмиссией от лебедки или от КПП карданной передачей, при установке лебедки ниже пола буровой — дополнительной трансмиссией от лебедки или индивидуальным приводом от электродвигателя постоянного тока (рис. V.2), располагаемой под полом буровой. Такая конструкция обеспечивает свободное пространство для работы персонала буровой бригады.

Ротор Р-560 (рис. V.3) состоит из следующих основных сборок и элементов. Станина 7 — основной элемент ротора. Обычно она представляет собой стальную отливку коробчатой формы, внутри которой смонтированы основные сборки и детали. Внутренняя полая часть станины — масляная ванна для смазки конической зубчатой пары и подшипников опор стола ротора и приводного вала.

Стол ротора 2 — основная вращающаяся часть, приводящая во вращение через разъемные вкладыши 4 и зажимы 5 ведущую трубу и соединенную с ней спущенную в скважину бурильную колонну. Стол ротора монтируется на двух шаровых опорах — главной 3 и вспомогательной 8. Главная опора 3 воспринимает динамические циклически действующие нагрузки — радиальную от передаваемого крутящего момента и осевые от трения ведущей трубы о зажимы 5 ротора при подаче колонны и от веса стола ротора, а также статическую нагрузку от веса колонн труб и других элементов при установке их на стол ротора.

Вспомогательная опора 8 стола служит для восприятия радиальных нагрузок от зубчатой передачи и осевых ударов при бурении или подъеме колонны. Периферийный зазор между станиной 7 и столом 2 ротора выполнен в виде лабиринта, предупреждающего проникновение бурового раствора и грязи внутрь станины и выбрасывание смазки из ротора при вращении стола. Сверху стол ротора закрыт ограждением 1, служащим для установки на нем элеваторов и другого оборудования при СПО и защиты операторов.

Горизонтальный приводной вал 6 выполняется обычно в виде отдельной сборки, в которой вал с ведущей конической шестерней, насаженной на нем, монтируется на роликоподшипниках во втулке. Сдвоенный радиально-упорный подшипник, воспринимающий радиальные и осевые нагрузки от зубчатой передачи, устанавливается рядом с конической шестерней. Вторая опора вала — цилиндрический роликоподшипник. На внешнем конце вала монтируется либо цепная звездочка 9 при приводе ротора цепной передачей от лебедки, либо шарнир карданного вала.

Разъемные вкладыши 4, состоящие из двух половин, устанавливают в проходное отверстие ротора, верхняя часть которого снабжена квадратной выемкой. Верхняя часть вкладышей также имеет квадратную форму, в которую входят выступы верхней части зажимов 5 ведущей трубы или роликового зажима при бурении. При СПО в отверстие вкладышей вставляют конусную втулку для клинового захвата. При бурении зажимы 5 или роликовые зажимы закрепляют болтами, оставляют на ведущей трубе и вместе с ней отпускают в отверстие вкладышей 4.

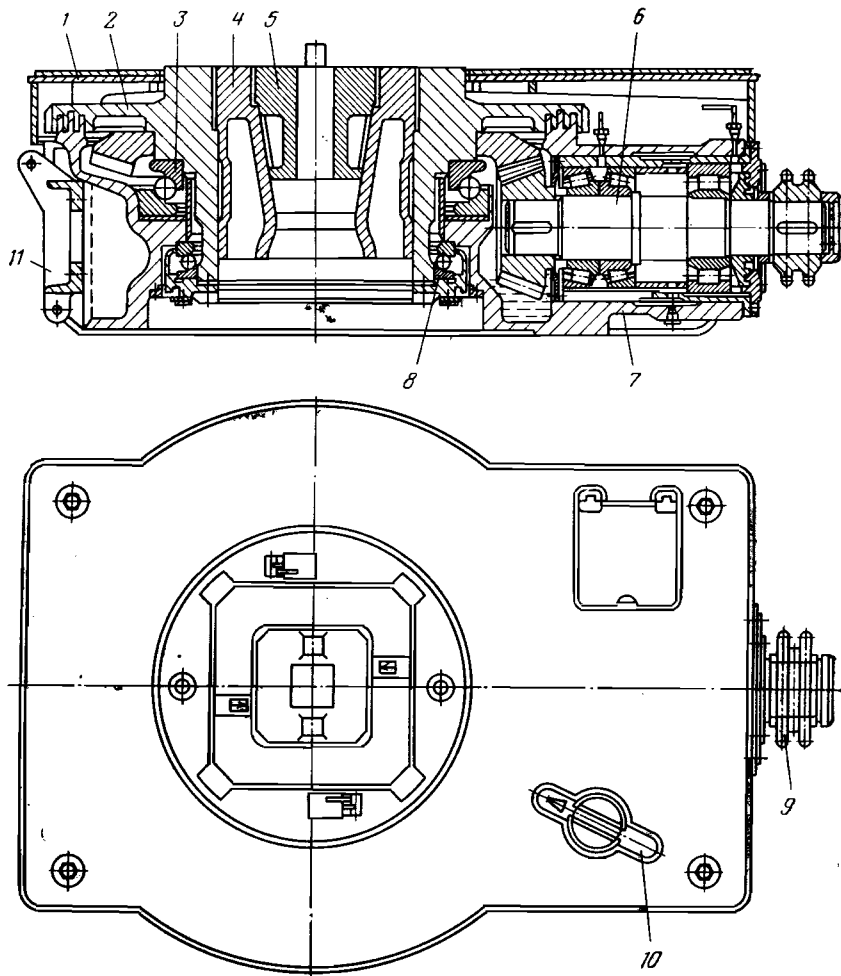


Рис. V.3. Конструкция ротора УР-560

Стопорное устройство 10 служит для фиксации стола ротора. Рукоятка управления стопорным устройством расположена в углублении верхней ограды ротора. В углублении она защищена от повреждений и, кроме того, не мешает работать. При переводе рукоятки в рабочее положение выдвигается упор, входящий в одну из специальных прорезей на наружной поверхности стола, и препятствует вращению.

Для облегчения труда рабочих и ускорения СПО роторы комплектуют пневматическими клиновыми захватами, для чего на

роторе предусмотрен кронштейн, к которому присоединяется механизм подъема и опускания в отверстие ротора клиньев.

Диаметр отверстия в столе ротора и максимальная статическая нагрузка на стол ротора — основные классификационные параметры. Они определяют максимальный диаметр долота и максимальные диаметр и вес обсадной колонны, которая может быть спущена в скважину.

Основные характеристики роторов приведены в табл. V.1.

Для обеспечения взаимозаменяемости внутренние размеры роторов и вкладышей и наружные размеры вкладышей стандартизованы. Также стандартизованы длина и диаметр конца приводного вала ротора и расстояние от оси отверстия стола до плоскости первого ряда зубьев приводной звездочки, обеспечивающее возможность применения ротора на любой буровой установке.

§ 3. РАСЧЕТ РОТОРОВ

Мощность, передаваемая на ротор

$$N_p = (N_x + N_d) / \eta_p, \quad (V.1)$$

где N_x и N_d — мощность, затрачиваемая соответственно на холостое вращение труб и разрушение пород, кВт; $\eta_p = 0,9 \div 0,95$ — к. п. д. ротора.

$$N_x = c \rho d^2 L n^{1,7} 10^{-5}. \quad (V.2)$$

Здесь ρ — плотность бурового раствора; d — наружный диаметр бурильных труб, м; L — длина бурильных труб, м; n — частота вращения бурильной колонны, об/мин; c — коэффициент, учитывающий угол искривления скважины:

Угол искривления, градус	6	6—9	10—25	26—35
Коэффициент c	19—29	30—34	35—46	47—52

$$N_d = \frac{k P_d D_d n}{3 \cdot 9,55} = 3,5 k P_d D_d n 10^{-2}, \quad (V.3)$$

где $k = 0,2 \div 0,3$ — для изношенного шарошечного долота, $k = 0,1 \div 0,2$ — для нового долота при бурении в твердых породах; P_d — нагрузка на долото, кН; D_d — диаметр долота, м.

Долговечность ротора зависит в основном от конструкции, качества изготовления, действующих на него нагрузок и ухода за ним. Наиболее уязвимые элементы ротора — его коническая зубчатая передача и опоры стола. Поскольку размеры ведомого колеса определяются конструктивно диаметром проходного отверстия стола ротора, число его зубьев выбирают в зависимости от модуля, получаемого расчетным путем, и передаточного отношения $u = 2,5 \div 4$. Модуль зубчатых конических колес обычно находится в пределах 10—20 мм.

Т а б л и ц а V.1
Техническая характеристика роторов (ГОСТ 4938—78)

Параметры	Р360-Ш14М	Р-460	Р-560-Ш8	Р-560	Р-700	Р-950	Р-1260
Допускаемая нагрузка на стол ротора, МН: статическая	1,25	2	2	3,2	5	6,3	8
при частоте вращения 100 об/мин	0,5	1	1	1,78	2,3	3,2	3,2
Наибольшая частота вращения стола, об/мин	200	300	350	250	250	250	200
Диаметр отверстия в столе, мм	360	460	560	560	700	950	1260
Условный диапазон глубин бурения, м	300—600	600—1250	1600—2500	2500—4000	3200—5000	4000—8000	6500—12500
Передаточное число конической пары	3,15	2,77	2,76	3,61	3,13	3,81	3,96
Наибольшая передаваемая мощность, кВт	100	185	220	370	370	500	600
Габариты, мм:							
длина	1385	1945	2310	2315	2275	2440	2870
ширина	925	1500	1350	1625	1540	1850	2180
высота	510	750	775	750	680	750	780
Масса, т	1,23	3,1	5,65	5,85	4,8	7	10,27

Для обеспечения надежной и бесшумной работы конические зубчатые колеса передачи изготовляют с круговым или тангенциальным зубом с углом наклона до 30°. Так как окружные скорости конической передачи достигают 15—20 м/с и более, то их изготовляют не ниже 6 степени точности по ГОСТ 1758—81. Ширина зубчатых колес $b = 0,2 E$, где E — конусная дистанция. Колеса изготовляют из легированных сталей и после нарезки зуба их поверхность подвергают термической обработке до твердости 50—58 HRC. Обработка осуществляется токами высокой частоты (ТВЧ) либо с нагревом пламенем горелки и последующим охлаждением водой.

Подшипники стола ротора обычно шариковые упорно-радиального типа, так как в роторах скорости движения тел качения очень высокие, а число тел качения большое. В опорах ведущего вала применяют стандартные роликоподшипники почти всех типов. Наиболее нагружен подшипник, установленный у ведущего конического колеса, так как он обычно воспринимает радиальную и осевую нагрузки. В связи с этим в опоре применяют мощный сдвоенный конический роликоподшипник, а в опоре на другом конце ведущего вала устанавливают цилиндрический роликоподшипник, что позволяет компенсировать тепловое удлинение вала, не нарушая регулировку установки и зазор в коническом зацеплении.

Ведущий вал монтируется в стакане на подшипниках, так как необходимо регулирование конического зацепления передачи и одновременно зазоров в коническом подшипнике. Регулировку обычно осуществляют набором тонких металлических пластин, устанавливаемых между корпусом ротора и фланцем стакана, а также между стаканом и крышкой, прижимающей подшипник.

Действующие нагрузки на элементы ротора определяют общепринятыми при расчете деталей машин методами. Размеры опор стола ротора выбирают по конструктивным соображениям в зависимости от диаметра проходного отверстия стола ротора, а число тел качения и их размеры — в зависимости от величин действующих нагрузок. Долговечность опор ротора обычно принимают 3000 ч при эквивалентной динамической нагрузке, создаваемой при вращении бурильной колонны заданной длины при частоте вращения ее 100 об/мин. Если расчет показывает, что ротор удовлетворяет этой долговечности, то его можно применить для выбранной бурильной колонны.

Пример V.1. Определить потребляемую мощность для привода ротора при: $L = 3500$ м; $P_d = 100 + 150$ кН; $D_d = 0,394$ м; $\rho = 1,5$ г/см³; $d = 0,127$ м; $n = 150 + 220$ об/мин; $c = 25$; $k = 0,3$; $\eta_p = 0,8$.

Решение.

Мощность на холостое вращение бурильной колонны находим по формуле (V.2)

$$N_x = 25 \cdot 1,5 \cdot 0,127^2 \cdot 3500 \cdot 150^2 \cdot 1 \cdot 10^{-8} = 105 \text{ кВт};$$

мощность на вращение долота вычисляем по формуле (V.3)

$$N_d = 3,5 \cdot 0,3 \cdot 150 \cdot 0,394 \cdot 150 \cdot 10^{-2} = 93 \text{ кВт};$$

мощность, необходимая для привода ротора, определяется по формуле (V.1).

$$N_p = (105 + 93)/0,8 = 247 \text{ кВт}.$$

Пример V.2. Определить число зубьев звездочки, которую необходимо поставить на вал привода ротора Р-560 при частоте вращения стола 50 об/мин.

Лебедка имеет привод от ДВС (диапазон регулирования $R=1,5$) через трехскоростную КПП при частоте вращения на первой скорости от 140 до 210 об/мин; число зубьев звездочки на трансмиссионном валу лебедки $z_{л1}=27$.

Решение.

Вычисляем среднюю расчетную частоту вращения звездочки лебедки

$$n_{л,ср} = (140 + 210)/2 = 175 \text{ об/мин}.$$

Частота вращения ведущего вала ротора $n_{вр}$ при частоте вращения стола $n=50$ об/мин

$$n_{вр} = n_p u_p = 50 \cdot 3,61 \approx 180 \text{ об/мин},$$

где u_p — передаточное число ротора (см. табл. V.1).

Число зубьев звездочки ведущего вала ротора

$$z_{вр} = n_{л,ср} z_{л1} / n_{вр} = 175 \cdot 27 / 180 = 26,2.$$

Принимаем с округлением $z_{вр}=26$ зубьев, тогда средняя частота вращения звездочки лебедки

$$n_{л,ср} = n_{вр} z_{вр} / z_{л1} = 180 \cdot 26 / 27 = 173 \text{ об/мин}.$$

Такая частота вращения может быть обеспечена лебедкой.

Расчет главной опоры ротора

Подшипники стола ротора — главные элементы, определяющие долговечность ротора. Габариты и нагрузки ведущего вала ротора позволяют применять в его опорах стандартные подшипники качения, рассчитываемые на значительно больший срок службы, чем опоры стола. Их расчет аналогичен расчету опор валов общего машиностроения. Для определения их долговечности рассчитывают действующие на опоры усилия (рис. V.4). Для этого находят усилия, действующие в зацеплении: окружное усилие P , радиальное Q и осевое N , затем находят реакции сил, действующих на подшипники. За расчетный момент M_p , действующий на стол ротора, принимается момент сопротивления вращению бурильной колонны наибольшей длины для данного ротора.

Зная расчетную мощность N_p , передаваемую столом ротора, определяем крутящий момент на столе ротора

$$M_p = N_p / \omega,$$

где $\omega = \pi n / 30$ — угловая скорость вращения стола ротора, рад/с; n — частота вращения стола ротора, об/мин.

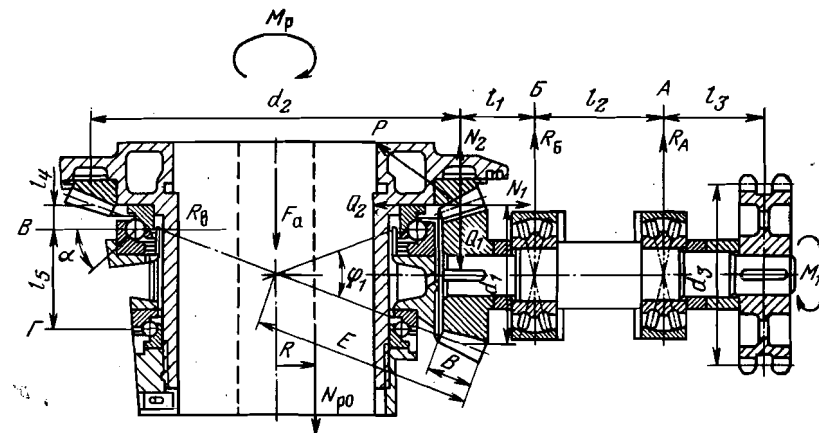


Рис. V.4. Расчетная схема ротора

Затем находим окружное усилие P , действующее в зубчатом зацеплении

$$P = 2M_p / d_2, \quad (V.4)$$

где d_2 — диаметр конического колеса, м.

После этого определяем составляющие силы от окружного усилия P : осевое шестерни N_1 , равное радиальному усилию на колесе Q_2

$$N_1 = Q_2 = \frac{P}{\operatorname{tg} \beta} (\operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1 \pm \sin \beta \cos \varphi_1), \quad (V.5)$$

и радиальное шестерни Q_1 , равное осевому усилию на колесе N_2

$$Q_1 = N_2 = \frac{P}{\operatorname{tg} \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_1 \pm \sin \beta \sin \varphi_1), \quad (V.6)$$

где φ_1 — угол начального конуса шестерни, градусы

$$\operatorname{tg} \varphi_1 / 2 = 1 / u_p,$$

где $u_p = d_2 / d_1$ — передаточное отношение ротора из табл. V.1; d_1 — диаметр конической шестерни; $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 10^\circ \div 30^\circ$ — угол наклона зубьев конической пары.

В формуле (V.5) знак «+» берется, когда направление наклона зубьев и вращения создает осевое усилие, направленное от вершины к основанию конической шестерни; знак «-» — при противоположном направлении этого усилия.

Зная расстояния l_1, l_2, l_3, l_4 и l_5 , находят известными методами реакции сил R_A и R_B , действующих на опорах A и B быстроходного вала, и реакцию R_B на опорах B втулки стола ротора;

реакцию R_r на опоре Γ обычно не определяют, так как на вспомогательную опору действуют очень небольшие случайные силы.

Для упорно-радиальных подшипников, применяемых в роторах, расчетная эквивалентная нагрузка

$$P_{\Pi} = (x F_p + y F_a) k_T k_6 k_s k_k, \quad (V.7)$$

где F_p и F_a — постоянные по величине и направлению радиальная и осевая нагрузки; x и y — коэффициенты радиальной и осевой динамических нагрузок, при отношении $F_a/F_p = 1^*$ и угле контакта шаров $\gamma > 40^\circ$ принимают $x = 0,35$ и $y = 0,57$; k_T — температурный коэффициент, при температуре менее 100°C $k_T = 1$; $k_6 = 1,8 \div 2,5$ — коэффициент безопасности для роторов; $k_s = 0,6 \div 0,8$ — коэффициент эквивалентности; k_k — кинематический коэффициент, при вращении внутреннего кольца подшипника принимается $k_k = 1$.

Радиальная нагрузка F_p для расчета долговечности подшипника главной опоры B стола ротора принимается равной окружному усилию P , так как их плоскости действия почти совпадают: $F_p = P$.

Осевая нагрузка, действующая на опору B стола ротора,

$$F_a = G + N_T + N_2, \quad (V.8)$$

где G — вес стола ротора в сборе; N_2 — осевое усилие, создаваемое в зубчатом зацеплении; N_T — осевое усилие от трения ведущей трубы о вкладыши ротора при движении буровой колонны вниз

$$N_T = M_p f_c / R, \quad (V.9)$$

где $f_c = 0,2 \div 0,3$ — коэффициент трения ведущей трубы о зажимы ротора; $R = 0,1$ м — радиус приложения нагрузки между ведущей трубой и зажимами ротора.

Пример V.2. Найти расчетное осевое усилие, действующее на главную опору стола, и долговечность главной опоры ротора P-560 при глубине скважины 4000 м, если известно, что на вращение буровой колонны с частотой $n = 50$ об/мин необходима мощность $N_p = 300$ кВт. Вес буровой колонны $Q_{6к} = 1,6$ МН, вес стола ротора с вкладышами $G = 20$ кН. Диаметр конического колеса $d_2 = 0,975$ м, угол наклона зубьев $\beta = 30^\circ$, угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Решение.

Находим расчетный крутящий момент на столе ротора

$$M_p = N_p / \omega = 300 / 5,25 = 57 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

где $\omega = \pi \cdot 50 / 30 = 5,25 \text{ с}^{-1}$.

Усилие, действующее в зацеплении по формуле (V.4)

$$P = 2 \cdot 57 / 0,975 = 118 \text{ кН}.$$

Расчетная радиальная нагрузка на опору B

$$F_p = P = 118 \text{ кН}.$$

Осевое усилие на опору B , создаваемое трением ведущей трубы, из уравнения (V.6)

$$N_T = 57 \cdot 0,3 / 0,1 = 171 \text{ кН},$$

где коэффициент $f_c = 0,3$ и радиус $R = 0,1$ м.

Осевое усилие на колесе вычисляем по формуле (V.3)

$$N_2 = \frac{118}{\operatorname{tg} 30^\circ} (\operatorname{tg} 20^\circ \cos 31^\circ + \sin 30^\circ \sin 31^\circ) = \\ = \frac{118}{0,577} (0,364 \cdot 0,857 + 0,5 \cdot 0,515) = 116 \text{ кН},$$

где $\operatorname{tg} \varphi_1/2 = 1/u_p = 1/3,61 = 0,277$, тогда $\varphi_1/2 = 15^\circ 30'$, а $2 \cdot \varphi_1 = 2 \cdot 15^\circ 30' = 31^\circ$; $u_p = 3,61$ из табл. V.1.

Расчетное осевое усилие на опору B по формуле (V.8)

$$F_a = 20 + 171 + 116 = 307 \text{ кН}.$$

Расчетная нагрузка на главную опору B ротора из уравнения (V.7) при $k_6 = 2$ и $k_s = 0,6$

$$P_{\Pi} = (0,35 \cdot 118 + 0,57 \cdot 307) \cdot 2 \cdot 0,6 = 260 \text{ кН} = 0,26 \text{ МН}.$$

В роторе P-560 в главной опоре применена шариковая опора с подшипником № 91682/750х со статической грузоподъемностью $C_{0a} = 4,1$ МН и динамической грузоподъемностью $C_a = 0,444$ МН.

Долговечность подшипника главной опоры

$$L = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_a}{P_{\Pi}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 50} \left(\frac{0,444}{0,26} \right)^3 = 1660 \text{ ч}.$$

Коэффициент запаса статической грузоподъемности

$$s = C_{0a} / Q_{6к} = 4,1 / 1,6 = 2,55.$$

По существующим нормам долговечность главной опоры ротора должна быть не менее 3000 ч, а запас прочности опоры по статической нагрузке не менее 2,5. Расчет показывает, что ротор обеспечивает достаточный запас при принятой нагрузке, но не обеспечивает необходимой долговечности.

§ 4. МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ РОТОРОВ

Надежная работа ротора во многом зависит от правильности его монтажа и эксплуатации. Обычно ротор устанавливают в пазах вышечного основания. Горизонтальность стола следует выверять по уровню. Центр проходного отверстия должен строго совпадать с геометрической осью скважины.

При монтаже ротора с приводом от лебедки цепной передачей необходимо обращать внимание на то, чтобы ведущее колесо на валу лебедки и ведомое цепное колесо на ведущем валу ротора находились в одной плоскости без перекоса. Параллельное смещение допустимо не более чем 0,5 мм на 1 м длины межцентрового расстояния.

* При других значениях отношения см. ГОСТ 18855—82.

Расстояние от выходного фланца превентора или обсадной колонны до нижнего торца втулки стола ротора должно быть не менее 600 мм. При монтаже ротора необходимо проверить наличие и качество смазки в его корпусе. Затем следует вручную провернуть стол ротора на несколько оборотов. Стол должен проворачиваться усилием одного рабочего: если стол свободно вращается (без заеданий), то его надо проверить на холостое вращение от силового привода в течение 15—20 мин, наблюдая за плавностью работы и температурой.

Первые 2—3 дня эксплуатации нового ротора необходимо особенно тщательно следить за температурой и уровнем смазки. Качество смазки надо проверять в течение всего времени эксплуатации ротора. Повышение температуры корпуса ротора выше 80 °С недопустимо.

Менять масло и промывать ротор следует в соответствии с заводской инструкцией. Если в масляной ванне будет обнаружен раствор или грязь, то корпус ротора должен быть опорожнен и промыт, после чего может быть восстановлена работа.

Если в процессе работы ротора наблюдаются рывки, чрезмерный нагрев, стуки или другие неполадки, то работа ротора должна быть прекращена. Ротор надо заменить другим или его следует отремонтировать, устранить дефекты, после чего повторить его опробование.

Уход за ротором в процессе эксплуатации заключается в следующем:

- систематическая обмывка ротора снаружи и удаление раствора и грязи;
- проверка состояния стопорного механизма;

Таблица V.2
Карта смазки ротора

Место смазки	Период смазки		Указание по смазке
	лето	зима	
Зубчатая коническая передача, главная и вспомогательная опоры	Масло индустриальное 50, И-50А (ГОСТ 20799—75)	Масло индустриальное 12, И-12А (ГОСТ 20799—75)	В ванну заливают масло в соответствии с инструкцией. Пополнение ванны по мере надобности. Контроль уровня шупом ежедневно. Смена масла не реже одного раза в 2 мес
Картер приводного вала	То же	То же	
Вспомогательная опора и подшипники приводного вала	Смазка универсальная среднеплавкая УС-3 (ГОСТ 1033—79)		Пополнение по 0,5 л 1 раз в неделю

- осмотр вкладышей и зажимов ведущей трубы (защелки должны свободно перемещаться от усилия руки);
- проверка легкости вращения стола;
- крепление болтов и подтяжка гаек;
- смазка цепи трансмиссии и проверка состояния ограждения;
- проверка уровня и качества масла в картере.

При монтаже и демонтаже ротора необходимо соблюдать предосторожности: поднимать и перемещать ротор надо в горизонтальном положении, захватывая его в трех точках за рамы корпуса, во избежание переворачивания, что может привести к травмированию рабочих.

Зубчатая передача и опоры ротора смазываются из общей ванны или масляным насосом под давлением. Масло в картер заливают через отверстие, закрываемое пробкой. В пробку вставляют щуп, с помощью которого определяют уровень масла в ванне. В некоторых конструкциях роторов подшипники ведущего вала смазывают из другой ванны или консистентной смазкой. Менять масло и пополнять ванну необходимо в соответствии с заводской инструкцией. Карта смазки ротора приведена в табл. V.2.

Контрольные вопросы к гл. V

1. Назначение и схема ротора.
2. Основные параметры, характеризующие ротор.
3. Нагрузки, действующие на главную опору ротора.
4. Подшипники главных опор роторов и их конструкция.
5. Конические зубчатые передачи с косым зубом.
6. Основные правила монтажа и эксплуатации роторов.

ГЛАВА VI

ИНСТРУМЕНТ И МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЙ

§ 1. ПРОЦЕСС СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЙ

Спуско-подъемные операции (СПО) при бурении скважин — трудоемкая и тяжелая работа, на которую затрачивается в среднем 18—20% всего календарного времени бурения. Особенно много времени занимают эти работы при бурении глубоких скважин. Для облегчения труда рабочих при выполнении СПО и устранения опасных приемов работ созданы механизм спуско-подъема (МСП), автоматический спуско-подъем (АСП), ключи для свинчивания труб (АКБ-3М), пневматические клиновые захваты, пневмораскрепители и др.

Процесс подъема бурильной колонны из скважины состоит из циклически повторяющихся в определенной последовательности операций:

подъем всей колонны на длину, немного большую длины одной свечи;
 установка колонны в подвешенном состоянии;
 установка колонны на стол ротора на клинья и освобождение поднятой свечи от растягивающей нагрузки;
 отвинчивание свечи от колонны и установка ее внутри буровой в специальный магазин;
 спуск ненагруженных крюка и элеватора для подъема колонны на длину очередной свечи;
 остановка крюка для захвата колонны;
 захват и подъем колонны на длину следующей свечи.
 Спускают колонну в обратной последовательности.

После того, как ствол скважины пробурен на определенную глубину его крепят, для чего в скважину спускают обсадную колонну, состоящую из обсадных труб длиной 6—12 м.

Для выполнения всех этих операций буровая установка снабжается комплексом механизмов и инструмента для захвата, подъема, удержания на весу или на столе ротора бурильной или обсадной колонны при свинчивании и развинчивании труб, извлекаемых из скважины или спускаемых в нее. Для выполнения этих операций используют элеваторы, клиновые захваты, предохранительные пояса, механические, машинные и круговые ключи.

§ 2. ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ЗАХВАТА, ПОДЪЕМА И ПЕРЕНОСА ТРУБ И СВЕЧЕЙ

В практике бурения скважин используются два способа захвата и подвешивания бурильных и обсадных колонн: за запячник или конусный уступ замка; за тело трубы (за счет ее обжатия). В первом случае применяют элеваторы со створками и трубодержатели (рис. VI.1, а), во втором случае — клинья (рис. VI.1, б), захватывающие колонну за тело трубы, или пласечные элеваторы.

Элеваторы для подвешивания бурильных и обсадных труб применяют при нагрузках 1250—3200 кН. Это корпусные элеваторы типа ЭК диаметрами 114—426 мм и типа КМ диаметрами 60—377 мм. Для нагрузок 320—1250 кН и диаметров труб 48—127 мм применяют двуштропные литые элеваторы типа ЭТАД.

Корпусной элеватор типа ЭК (рис. VI.2) состоит из корпуса 1 и створки 2. В левой части корпуса 1 элеватора укреплен замок 3 с пружиной 5, удерживающей створку в закрытом положении. На створке шарнирно укреплена рукоятка 4 с эксцентриком, при повороте которой одновременно открываются замок и створка элеватора. Шарнирные самозапирающиеся фиксаторы 6 в проушинах элеватора обеспечивают свободный ввод штропов в проушины и предотвращают самопроизвольное выпадение их в процессе работы.

Рис. VI.1. Схемы подвески колонн труб: а — подвеска на корпусном элеваторе; б — подвеска на клиньях; 1 — стол ротора; 2 — корпусной элеватор; 3 — фиксатор штропа; 4 — труба; 5 — клиновые захваты; 6 — клиновой элеватор; 7 — штропы

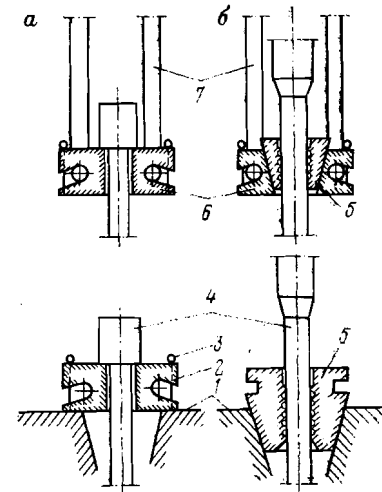
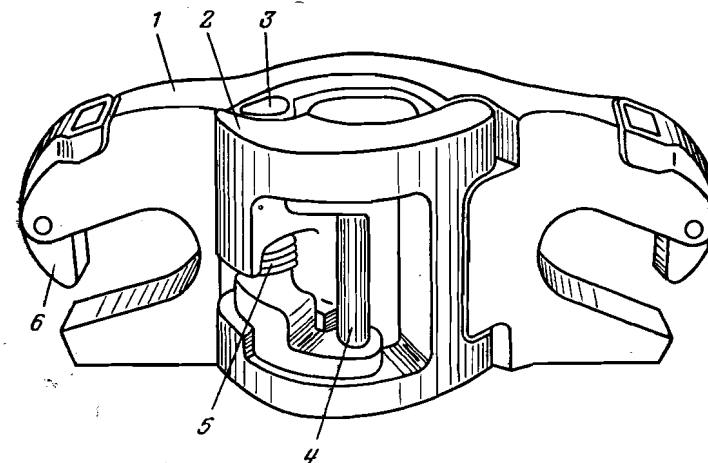


Рис. VI.2. Корпусной элеватор



Для вывода штропов из проушин фиксаторы открывают вручную крючком.

В верхней части корпус имеет предохранительную расточку, исключающую возможность выхода трубы из элеватора, находящегося под нагрузкой при спуско-подъемных операциях; опорные поверхности элеватора под муфту трубы обрабатывают токами высокой частоты до твердости 45—50 HRC.

Корпусные элеваторы типа ЭК изготавливают для следующих диаметров труб: 60, 73, 89, 102, 114, 127, 140 и 168 мм и для предельных нагрузок: 1100, 1400, 1700, 2000, 2500 и 3200 кН, по ГОСТ 25362—82 (СТ СЭВ 3187—81).

Автоматический элеватор ЭА320 применяется в системах АСП. По конструкции он относится к элеваторам, в которых труба подвешивается за плоский торец замка. На рис. VI.3 показана конструкция автоматического элеватора. Он подвешивается на двух штропах 7 к двурогому крюку, встроенному в талевый блок с центральным отверстием для пропуска свечи. В корпусе элеватора 2 помещены три клина 3, подхватывающие замок 10 свечи под его торец. Клинья 3 поднимаются и опускаются автоматически системой рычагов 4 и пружинами 5.

Во время перемещения элеватора ролики 6 стремятся приблизиться к его оси под действием пружин 5. Клинья 3 при этом не захватывают трубу 10, но как только ролики доходят до торца замка, они захватывают ее за тело.

При подъеме буровой колонны до посадки ее на клинья ротора все клинья 3 элеватора опущены вниз до отказа. Они опираются на коническую расточку элеватора и плотно обжимают тело трубы, воспринимая нагрузку поднимаемой колонны через торец замка. После посадки колонны на клинья ротора элеватор спускают, при этом управляющие ролики, находящиеся над торцом замка поднятой свечи, не позволяют клиньям 3 раскрываться. Под действием веса элеватора пружины 5 сжимаются, направляющие ролики 6 расходятся, а элеватор заряжается, т. е. клинья 3 разводятся от центра трубы, что обеспечивает свободный спуск элеватора.

В первый момент подъема движется только элеватор, но как только ролики 6 сходят с замка, рычаги под действием пружины 5 сближаются между собой, срабатывает механизм 9 и клинья 3 захватывают свечу под замок. После подъема колонны на высоту свечи ее опускают на клинья ротора и весь цикл подъема повторяется. При спуске колонны ролики с рычагами перемещаются то по трубе, то по замку или свободно автоматически захватывают (освобождают) свечу.

Стержни 8 связаны с кольцом 1. При подъеме подхваченной колонны стержни 8 с кольцом 1 опускаются и защелки механизма 9 запирают клиновое захват, а ролики 6 перемещаются к оси скважины.

Во время спуска колонны в случае ее остановки в скважине (например, при наличии уступов) направляющие ролики, продолжая опускаться вместе с элеватором, достигают торца, освобождая тем самым трубу. Если же колонна, сорвавшись с уступа, начинает падать и разовьет большую скорость, то механизм может не успеть ее подхватить. Поэтому в тех случаях, когда скважина имеет дефекты, колонну спускают с применением предохранительного устройства.

Вертлюг к автоматическому элеватору подвешивается с помощью двух стандартных штропов и приспособления, состоящего из серьги и шарнирно подвешенной к ней скобы.

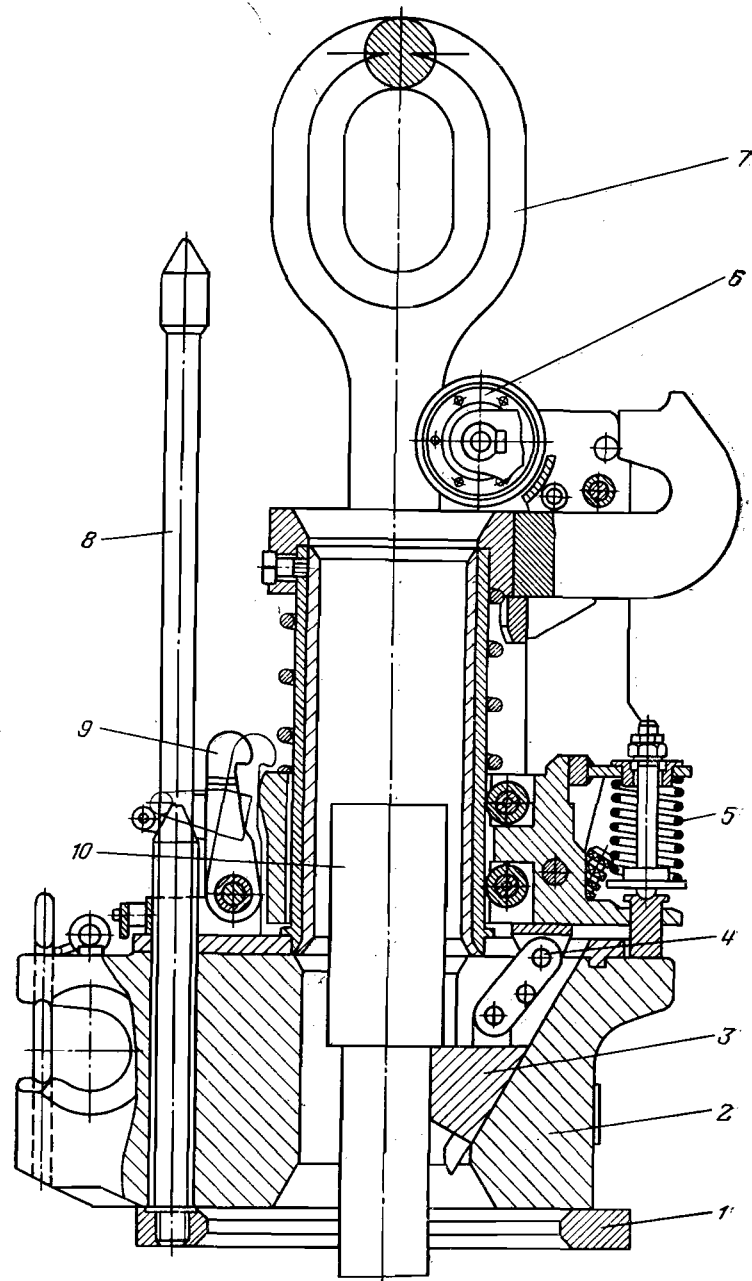


Рис. VI.3. Автоматический элеватор ЭАК-320

Предельно допустимая нагрузка на автоматический элеватор 3200 кН. Он рассчитан на работу с трубами диаметром 89, 114, 127, 140 и 147 мм. Наибольший допустимый диаметр бурильного замка 188 мм, а для работы с утяжеленными трубами диаметром до 178 мм необходимо использовать специальный переводник. Габариты элеватора 1,2×0,87×1,97 м, масса 2,27 т.

Плашечные элеваторы для захвата бурильных труб за тело не используются.

Клиновые захваты для бурильных и обсадных труб применяют при СПО, наращивании бурильных колонн и спуске обсадных, для захвата труб при установке колонн на ротор.

Клинья для бурильных и обсадных труб (рис. VI.4) предназначены для захвата и удержания в роторе на весу колонны бурильных труб в период их подъема и спуска в скважину. В комплект клиньев входят четыре клина 1 и 2 с набором плашек 5 с зубчатой насечкой и упорной пластиной 3. Каждые два клина при помощи шарнира, болта 4 и ручки 10 соединены в две секции, которые при спуско-подъемных операциях одновременно двумя рабочими опускаются в зазор между бурильной трубой 11

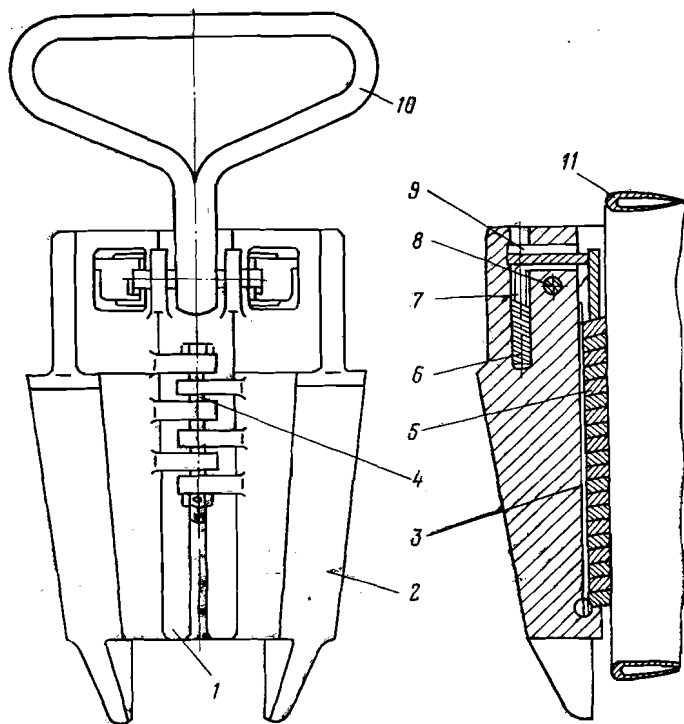


Рис. VI.4. Ручные клинья для труб

и внутренней конусной поверхностью роторных вкладышей. При этом бурильные трубы в роторе удерживаются в подвешенном состоянии.

Для освобождения клиньев трубы необходимо несколько приподнять, после чего их свободно извлекают из роторных вкладышей. Сменные плашки сверху в корпусе прижимаются упорной крышкой 9, шарнирно соединенной с пальцем 8, который закреплен в корпусе секции. Нажим на плашки осуществляется пружиной 6, действующей на упорную крышку через упорный палец 7. Плашки клиньев изготавливают из стали марки 12ХН2 и подвергают термообработке до твердости рабочих поверхностей 42÷53 HRC. По мере износа плашки заменяют новыми.

Основные размеры клиньев приведены в табл. VI.1.

Клиновые роторные захваты и пояса применяют при спуске УБТ и обсадных колонн большого диаметра. Захват состоит из шести—десяти узких корпусов, соединенных между собой на шарнирах. Эти клинья лучше облегают поверхность труб и меньше деформируют поперечное сечение, при этом большая поверхность сухарей находится в контакте с трубой. При большой массе колонн клинья этого типа применяют с многозвеньными безопасными поясами, состоящими из 10—12 звеньев с плашками.

Наиболее ответственные детали клина — сухари, качество которых определяет срок службы клина. Сухари изготавливают из малоуглеродистых легированных конструкционных сталей с цементацией и термической обработкой до твердости 42÷53 HRC или из высокоуглеродистых легированных сталей с нагревом токами высокой частоты и последующей закалкой.

Длину клиновых захватов выбирают в зависимости от действующей нагрузки, числа клиньев и поверхности сухарей плашек. Обычно на 1 см² поверхности плашек допускается действие вертикальной нагрузки величиной до 20 кН. Угол конусности клиньев составляет 7—12°. Во избежание их заедания угол выбирают немного больше угла трения. Отечественная промышленность выпускает клинья со стандартным углом конусности 9°28'.

На рис. VI.5 показана схема роторного клинового захвата с пневматическим управлением подъемом и опусканием клиньев.

Клинья поднимаются штоками, в нижней части соединенными кольцом. Клинья поднимают на такую высоту, чтобы они раскрылись и через них свободно прошел замок. Величина подъема зависит от угла конусности клина и обычно составляет 0,2—0,35 м.

Клиновым захватом управляют сжатым воздухом под давлением 0,6—1 МПа с пульта бурильщика. Скорость подъема регулируется степенью открытия управляющего крана. По окончании СПО клинья захвата убирают, а на их место устанавливают в ротор зажимы ведущей трубы.

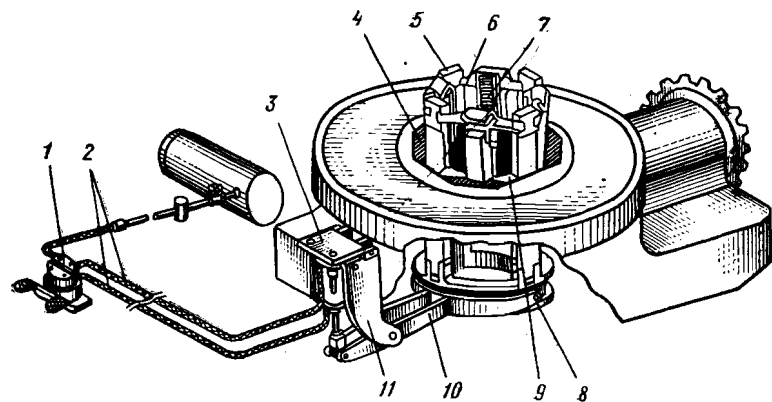


Рис. VI.5. Пневматический клиновой захват, встроенный в ротор:
1 — кран управления; 2 — трубопроводы; 3 — пневмоцилиндр; 4 — корпус; 5 — планка;
6 — державка в сборе; 7 — клинья; 8 — кольцо; 9 — вкладыш; 10 — рычаг; 11 — кронштейн

Пневматические клиновые захваты ПКР-560 поставляют с комплектом клиньев для работы с трубами диаметром: 73, 89, 114, 127, 140, 146 и 168 мм. ПО «Уралмаш» выпускает пневматический клиновый захват ПКР-720 аналогичной конструкции для труб диаметром до 299 мм. Эти клиновые захваты предназначены для роторов с диаметром проходного отверстия 560 и 720 мм.

Техническая характеристика пневматических клиновых захватов

	ПКР-560	ПКР-720 (ПКР-300)
Клиновый захват	ПКР-560	ПКР-720 (ПКР-300)
Максимально допустимая нагрузка, кН	3200	3200
Диаметр, мм:		
пневматического цилиндра	200	250
проходного отверстия в центраторе	165—225	205—335
Длина хода штока, мм	260	290
Рабочее давление сжатого воздуха, МПа	0,7—0,9	0,6—1
Габариты, м	1,5×1,49×0,82	1,72×1,7×1,1
Масса, т	1,415	4,41

Бурильные штропы предназначены для подвешивания элеватора на крюке. Они воспринимают всю нагрузку, возникающую при спуске бурильных и обсадных колонн, так как являются соединительным звеном между крюком и элеватором. Штропы представляют собой вытянутую по одной оси стальную петлю овальной конфигурации, один конец которой изогнут для более удобного расположения в рогах подъемного крюка. В нижней части имеются ручки.

Основные размеры штропов приведены в табл. VI.2.

Таблица VI.1

Шифр клина	Диаметр труб, мм	Допускаемая нагрузка, кН	Масса клина, кг
КБ2-4	114	1250	70
КБ2-5	140	1250	80
КБ2-6	168	1250	83
КТБУ-146	146	3200	32
КТБУ-178	178	3200	28
КТБУ-203	203	3200	25

Таблица VI.2

Шифр штропа	Допускаемая нагрузка на пару, кН	Длина, м	Диаметр, мм	Масса пары, кг
ШБУ-300	3000	1,35	90	326
ШБН-300	3000	2,0	90	424
ШБН-200	2000	2,0	85	380
ШБН-125	1400	1,89	75	280
ШБН-125	1400	1,20	75	180
ШБЭД-75	750	1,74	60	194

Примечание. Шифр с буквой «У» относится к укороченным штропам.

Механизм захвата свечи МЗС-4М применяется в системах АСП для захвата и удержания свечи во время ее подъема и переноса от центра скважины на подсвечник и обратно. Этот механизм представляет собой корпус в виде скобы с наклонными по отношению к вертикальной оси внутренними стенками. В корпусе помещены два клина, захватывающие свечу за гладкую поверхность трубы.

Механизм подъема свечи состоит из пневматического цилиндра, вертикально закрепленного на основании вышки. К подвижному штоку цилиндра прикрепляется канат, который проходит через верхний дополнительный шкив кронблока и присоединяется к механизму подъема свечи. При движении поршня пневматического цилиндра механизм захвата вместе со свечой перемещается по вертикали. Если развинченную свечу надо вывести из замковой муфты, то поршню сообщают движение вниз.

Во время завода конусной части замка свечи через талевый блок и элеватор в замковую муфту при спуске труб поршню необходимо также сообщить движение вниз. Когда конус замка станет против внутреннего направляющего конуса блока, следует опустить свечу до соприкосновения с резьбой замковой муфты, для чего поршень пневматического цилиндра должен переместиться в крайнее верхнее положение.

При работе с АСП с помощью механизмов захвата и подъема свечи выполняют следующие операции.

1. При подъеме бурильных труб из скважины: захват отвинченной свечи, находящейся над устьем скважины; подъем ее на небольшую высоту, чтобы вывести конусную часть замка из муфты нижней трубы, находящейся в скважине; вывод верхнего конца свечи из центратора, перенос и установка на подсвечник.

2. При спуске бурильных труб операции выполняют в обратной последовательности: захватывают свечу, стоящую на подсвечнике, поднимают ее и перемещают к центру скважины, затем

опускают конусную часть замка в муфту трубы, установленную на роторе.

Механизм захвата направляющего устройства шарнирно присоединяется к концу выдвижной стрелы механизма переноса свечи и одновременно при помощи каната, огибающего один из роликов кронблока, присоединяется к пневмоцилиндру механизма подъема свечи. Пневматический цилиндр имеет диаметр 0,4 м и создает на штоке усилие 74 кН при давлении сжатого воздуха 0,8 МПа; длина хода верхнего поршня 0,8, а нижнего 0,5 м.

Механизм переноса свечи состоит из рамы, прикрепленной к вышке на высоте около 20 м, и тележки, которая может передвигаться в горизонтальном направлении вдоль рамы. Тележка имеет выдвижную стрелу со скобой, охватывающей хвостовую часть механизма захвата свечи, подвешенного к канату, который огибает верхний шкив кронблока и соединен с механизмом подъема свечи.

Привод тележки и выдвижной стрелы осуществляется двумя электродвигателями мощностью по 3,5 кВт, которые питаются электроэнергией через станцию управления.

Подсвечник представляет собой металлическую раму, для удобства расстановки свечей смонтированную на подставке высотой 1,2 м от пола буровой. В зависимости от глубины скважины подсвечник оборудуется одним или двумя магазинами. Магазины разделены на секции перегородками. Секции закрываются створками. При установке свечи ее нижний конец нажимает на створку, открывает ее и занимает место установки. Створка закрывается автоматически. По заполнении секции свеча направляется в следующую секцию, на которой заблаговременно открывается створка. При ручной расстановке нижние концы свечей заводятся оператором, а при работе с АСП автоматически. При этом управление осуществляется оператором с пульта.

Техническая характеристика подсвечников приведена ниже.

Длина свечи, м		23—29	32—3	
Число секций и магазинов	7×2	9×2	11×2	8×2
Максимальная емкость магазинов в м для бурильных труб диаметром, мм:				
114	4200	6000	8200	6900
127	3850	—	—	—
Статическая нагрузка на подсвечник, МН	1,8	2,5	3,2	4,0

В системах АСП на уровне полостей устанавливаются магазины для верхних концов свечей и центратор, предназначенный для поддержания верхнего конца свечи при отвинчивании ее или свинчивании с колонной труб. При внесении свечи в центр скважины или выносе ее центратор автоматически закрывается или открывается. Талевый блок, подходя к центратору, поднимает его.

Центратор движется по направляющим канатам вверх вместе с талевым блоком, удерживая последний от раскачивания. При опускании элеватора центратор также опускается до своего рабочего положения. Центратор состоит из траверсы с механизмами для соединения ее с вертикально натянутыми внутри буровой двумя канатами. По этим канатам траверса, захваченная талевым блоком, может подниматься и опускаться. Внутри траверсы имеет круглое отверстие с конусом в верхней части и прорезью сбоку для захода свечи.

§ 3. УСТРОЙСТВА ДЛЯ СВИНЧИВАНИЯ И РАЗВИНЧИВАНИЯ ТРУБ

Устройства для свинчивания предназначены для захвата труб и бурильных замков одного или нескольких размеров. К ним относятся: механические ключи, приспособления и механизмы для свинчивания и раскрепления резьбовых соединений. В процессе бурения иногда используют комбинированные колонны из труб нескольких диаметров, поэтому смена ключа во время спуска или подъема ее нежелательна, так как занимает много времени.

Для предварительного свинчивания хорошо смазанных резьб замков бурильных труб диаметром 102—140 мм и свечей длиной 27 м необходимый момент составляет 100—500 Н·м. Если резьбы не смазаны, а свечи кривые, момент может достигать 3000 Н·м и более, однако этого стремятся не допускать. Во избежание порчи резьбы свинчивание ведется с частотой вращения, не превышающей 60 об/мин, и моменте не больше 0,8—1,2 кН·м.

При креплении резьбы свечей бурильных труб диаметром 73—103 мм момент составляет 1—2 кН·м; а труб диаметром 114—127 мм — 2—3 кН·м. При раскреплении резьб замков необходимый момент может составлять 10—50 кН·м, а в некоторых случаях и 100 кН·м. Крепление и раскрепление осуществляются верхней и нижней частями механических ключей или двумя машинными ключами и пневмораскрепителем. Время, затрачиваемое на крепление или раскрепление бурильного замка, составляет обычно 3—5 с, на свинчивание и развинчивание — 15—30 с. Без ремонта ключами можно сделать 100 тыс. и более свинчиваний и развинчиваний.

Механические и машинные ключи подвешиваются в буровой на противовесах. Механизированные ключи с автоматическим захватом, укрепляемые на колонне или шарнирах, выполняются так, чтобы их можно было убирать от оси скважины для того, чтобы не мешать работам во время бурения и проведения других операций.

Машинные ключи для труб предназначены для раскрепления и докрепления бурильных труб в период спуско-подъемных операций. Закрепление обсадных труб, спускаемых в скважину, осу-

ществляются при помощи машинных ключей, подвешенных на специальных канатах в горизонтальном положении внутри буровой на высоте 1,4—1,6 м от пола. Одни концы канатов огибают специальные блоки, прикрепленные к поясу вышки, на других концах находятся противовесы, уравновешивающие ключи. При такой системе ключи легко могут перемещаться в вертикальной плоскости на необходимую высоту.

В буровой у ротора друг против друга подвешивают два ключа. При помощи ключа, находящегося с левой стороны (если смотреть на лебедку со стороны мостков), задерживают трубы от проворачивания. На конец ручки этого ключа надет канат, другой конец которого прикреплен к ноге буровой. Ключ, установленный и закрытый на замковой муфте нижней трубы, отводится в крайнее положение.

Второй ключ располагается на нижней части замка отвинчиваемой верхней трубы. К его концу с помощью вертлюжка присоединяется тяговый канат пневмораскрепителя. Рычаг ключа устанавливают на расстоянии, которое перед подачей воздуха в пневмораскрепитель позволяет тяговому канату находиться в натянутом состоянии. Под давлением воздуха поршень раскрепителя увлекает этот канат и поворачивает рычаг ключа на 60—70°, в результате чего замковое соединение раскрепляется.

Ключ УМК-1 (рис. VI.6) четырехзвенной конструкции состоит из рычага 5, подвески 6, корпуса 4, трех челюстей 3, 7 и 8. Ключ захватывает бурильные трубы и замки всех размеров (от 103 до 212 мм), что достигается заменой челюстей — одна для труб диаметром 108—178 мм, вторая для труб диаметром 140—212 мм.

Все звенья ключа соединены между собой и рычагом 5 шарнирно при помощи пальцев 2. К сменной челюсти 3 при помощи запорного устройства прикрепляется защелка 1. Под действием

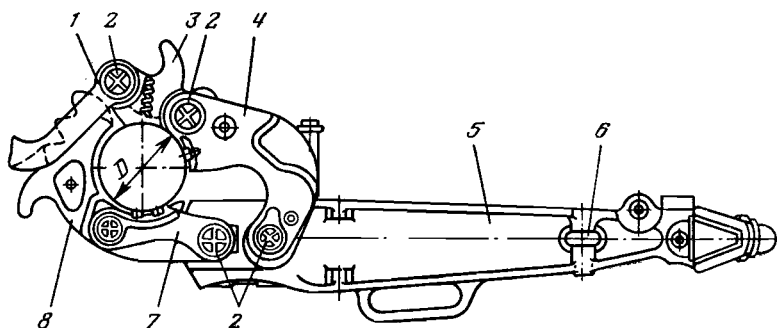


Рис. VI.6. Универсальный машинный ключ УМК-1

пружин, смонтированных на челюсти 3, при установке на трубу или замок ключ автоматически закрывается.

В пазы челюсти 3 вставлено по три сменных плашки-сухаря с насечкой на внутренней поверхности, соприкасающейся с телом замка или трубы. В каждом пазе корпуса ключа 4 находится по два таких же сухаря. Эти сухари удерживают ключ от вращения вокруг тела трубы в первый момент, когда между ними еще не создано достаточного трения. В дальнейшем вследствие того, что отдельные звенья ключа плотно обхватывают замок (трубу) и сильно прижимаются к поверхности рукояткой, создается достаточное трение, предупреждающее проскальзывание ключа по телу замка.

Основные детали ключа отливают из стали марки 40ХЛ, а пальцы изготавливают из стали марки 40Х. Длина ключа 1,64 м, ширина 0,57 м, масса без подвески 147, с подвеской 203 кг.

Для обсадных труб диаметром 146—530 мм применяют пятизвенные ключи ОМН аналогичной конструкции.

Буровые автоматизированные ключи

В настоящее время пневматическими буровыми ключами оснащают все выпускаемые буровые установки. К таким ключам относятся стационарные ключи АКБ-3М2 и подвесные ключи типа ПБК. Они предназначены для раскрепления, развинчивания и свинчивания бурильных и обсадных труб диаметром 108—216 мм. Приводятся ключи в действие воздухом под давлением 0,7—1 МПа.

Ключ АКБ-3М2 (рис. VI.7) устанавливают в буровой между лебедкой и ротором со стороны приводного вала на выщечно-лебедочном блоке, к которому он прикрепляется болтами.

Он состоит из следующих основных частей: блока ключа 1, каретки с пневматическими цилиндрами 3, стойки 4, пульта управления 5.

Блок ключа — основной механизм, непосредственно свинчивающий и развинчивающий трубы. Он вместе с кареткой смонтирован на неподвижной стойке, установленной у ротора 6, и представляет собой корпус, на котором установлены трубозажимное устройство 8, понизительный редуктор и пневматический двигатель 2 с маховиком. Внизу блока имеются направляющие полозья, на которых он перемещается при помощи двух пневматических цилиндров 3 двойного действия: надвигается на трубу 7, установленную в роторе 6, или отодвигается от нее после ее развинчивания.

После установки поднятой колонны бурильных труб на клинья блок ключа с помощью пневматических цилиндров перемещается в сторону оси скважины и заходит на замковое соединение свинченных труб. Вырез в передней части трубозажимного уст-

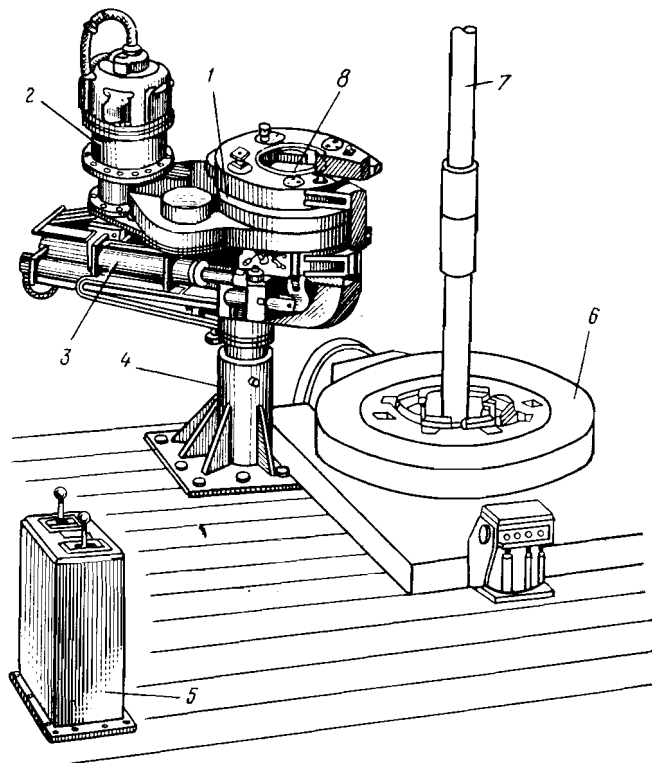


Рис. VI.7. Автоматический стационарный буровой ключ АКБ-3М2

ройства и корпуса ключа облегчает заход блока ключа на замок. Верхнее и нижнее приспособления трубозажимного устройства зажимают одновременно верхнюю и нижнюю части замка. При этом верхнее приспособление, зажав ниппельную часть замка, передает вращение труб от пневмодвигателя ключа, а нижнее, находящееся на муфте, воспринимает реактивный момент и удерживает нижнюю трубу от поворота.

На рис. VI.8 показано положение челюстей трубозажимного устройства ключа АКБ-3М2. В челюстедержатель вставлены два вкладыша 4 со спиральной поверхностью с углом спирали 11° в верхней челюсти ключа и углом спирали 7° при свинчивании и 9° при развинчивании в нижней челюсти. На рис. VI.8, а показано положение челюстей при подводе и отводе ключа от трубы 6. Челюсти 5 развернуты. При заводе трубы 6 в ключ до упора 3 челюсти разворачиваются и свободно охватывают трубу (рис. VI.8, б). При повороте челюстедержателя 2 на некоторый угол от первоначального положения своих корпусов 1 челюсти 5

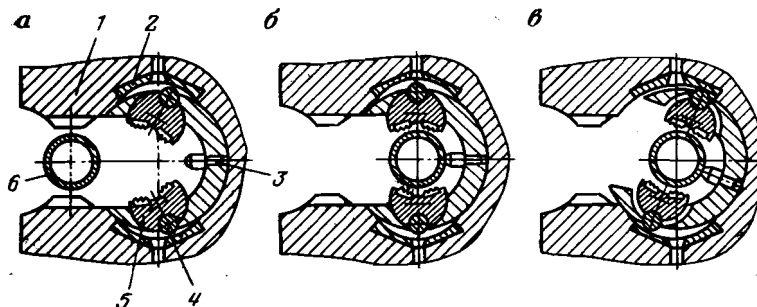


Рис. VI.8. Положение челюстей трубозажимного устройства

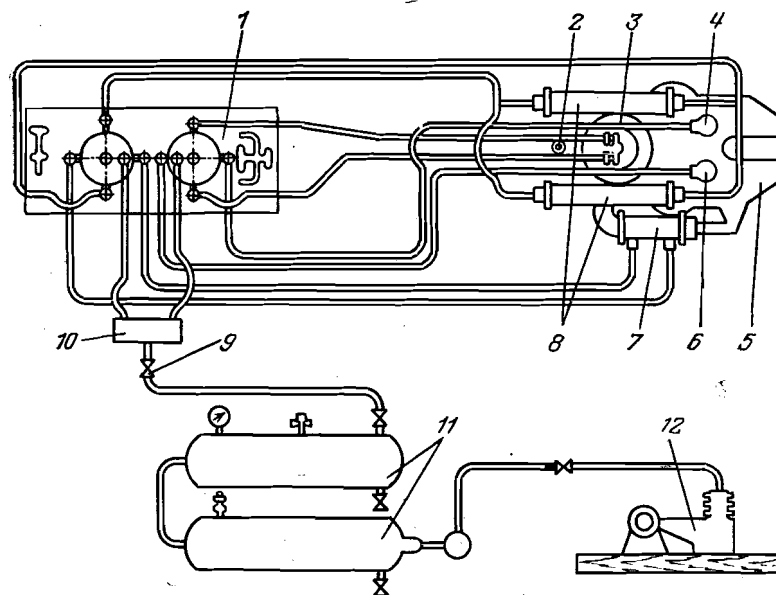


Рис. VI.9. Схема пневматической системы управления ключом АКБ-3М2

скользят по спиральным поверхностям вкладышей 4, сближаются и зажимают трубу (рис. VI.8, в). Для надежного сцепления трубы с челюстью в нее вставляется сухарь с насечкой. Зажимные устройства, как и механизм передвижения блока ключа, работают от пневматических цилиндров, включаемых с пульта управления.

После того как блок ключа установлен над ротором, а челюсти зажимных приспособлений зажаты на замке включают пневматический двигатель, который соединяется с ведущим валом пониительного редуктора. Валы этого редуктора расположены

вертикально. На ведущем валу смонтирован маховик с муфтой ограничения крутящего момента. Маховик способствует увеличению инерционного крутящего момента, необходимого при раскреплении труб. Во избежание поломок отдельных деталей ключа от возникающих больших крутящих моментов вследствие остановки вращающихся масс маховик двигателя имеет предохранительную муфту. Ключ перемещается с помощью пневматических устройств.

На рис. VI.9 приведена схема пневматической системы, состоящей из пульта управления 1, от которого сжатый воздух подается по двум трубопроводам к реверсивному пневмодвигателю 3. Последний приводит во вращение челюстедержатель блока 5 ключа. Верхняя челюсть включается цилиндром 4, а цилиндр 6 служит для включения стопора смещения. Нижние челюсти зажимаются цилиндром 7, а для подвода и отвода ключа служат цилиндры 8. Механизмы ключа смазываются автоматически пневмомасленкой 2. Сжатый воздух к ключу подается от пневмосистемы буровой установки при открытии крана 9 через коллектор 10 пульта.

Пневмодвигатель развивает мощность 9,6 кВт при 600 об/мин и давлении сжатого воздуха на входе 0,5 МПа. Удельный расход воздуха 1,1 м³/мин, масса двигателя 100 кг.

При эксплуатации пневмодвигателя за счет расширения сжатого воздуха температура его понижается, поэтому в холодное время года перед пуском в работу двигатель следует прогреть паром и периодически прогревать в процессе работы, используя встроенную в него систему обогрева масляной ванны. Необходимо также следить за уровнем масла в картере с помощью щупа. Рекомендуется менять масло в картере и промывать последний один раз в месяц. При работе ключом необходимо соблюдать правила техники безопасности, предписанные инструкцией, так как ключ — травмоопасный механизм.

Пульт управления состоит из корпуса, четырех кранов и крана 9, соединяющегося с коллектором 10, трех рукояток и шланга с накидными гайками или угольниками. Четыре крана объединяются попарно с помощью скоб и рукояток. Эти краны могут включаться вместе или раздельно при перемещении рукояток. С помощью одной из них можно управлять краном, связанным с цилиндром подвода и отвода ключа или краном цилиндра зажима нижних челюстей. Другой же рукояткой можно управлять краном пневмодвигателя ключа и краном, связанным с устройством зажима верхней челюсти.

При работе ключа сжатый воздух от компрессорной установки 12 через ресивер 11 по металлическому трубопроводу, резинового рукава и крану поступает в коллектор, от которого отходят четыре резиновых рукава. По ним сжатый воздух поступает к четырем кранам и далее к соответствующим цилиндрам и двига-

телю. Один из кранов — резервный. По окончании СПО его следует закрывать, при этом полость коллектора сообщается с атмосферой. Это делается с той целью, чтобы избежать внезапного (помимо воли бурильщика) включения в работу ключа.

Ключ ПБК-3 состоит из сварного корпуса прямоугольной формы, затвора с двумя гладкими ведущими роликами, установленными на концах рычагов. Привод каждого из них осуществляется отдельным пневматическим двигателем, что значительно упрощает конструкцию редуктора и делает работу ключа более надежной. В этом ключе рычаги для захвата труб поворачиваются с помощью горизонтальных цилиндров.

На противоположном конце корпуса установлен горизонтальный пневматический цилиндр, шарнирно соединенный с редуктором и помещенный в корпус ключа. В цилиндре расположены два поршня, передающие движение общему штоку. Под действием сжатого воздуха шток сдвоенного цилиндра перемещает редуктор внутри корпуса ключа и зажимает трубу, на которую предварительно был заведен ключ, между гладкими и ведущими роликами, обеспечивая передачу крутящего момента от пневматического двигателя.

Ключ 1 в буровой подвешивается на канате 3 (рис. VI.10). Высота подвески регулируется пневматическим цилиндром 5 с пульта управления 6, установленного внутри буровой. По шлангам 4 сжатый воздух поступает из общего воздухоборника в пневматический двигатель 2 и пневматические цилиндры через краны, установленные на том же пульте.

Техническая характеристика ключей

Тип ключа	АКБ-3М2	ПБК-3
Крутящий момент, кН·м:		
при свинчивании	1,2	1,68
при докреплении	50	60
Число ведущих роликов	—	2
Диаметр ведущих роликов, мм	—	200 или 230
Частота вращения трубозажимного устройства, об/мин	80	66
Тип двигателя	П2	БВУ-1
Мощность двигателя, кВт	9,6	3,5
Число двигателей	1	2
Расход воздуха на один цикл работы, м ³	1,2	1,1
Давление воздуха, МПа	0,7—1	
Масса ключа, т	2,96	0,54

Пневмораскрепители

Пневмораскрепитель буровых замков представляет собой цилиндр, внутри которого перемещается поршень со штоком. К концу штока прикрепляется стальной канат, который другим концом присоединяется к машинному буровому ключу. В цилиндр рас-

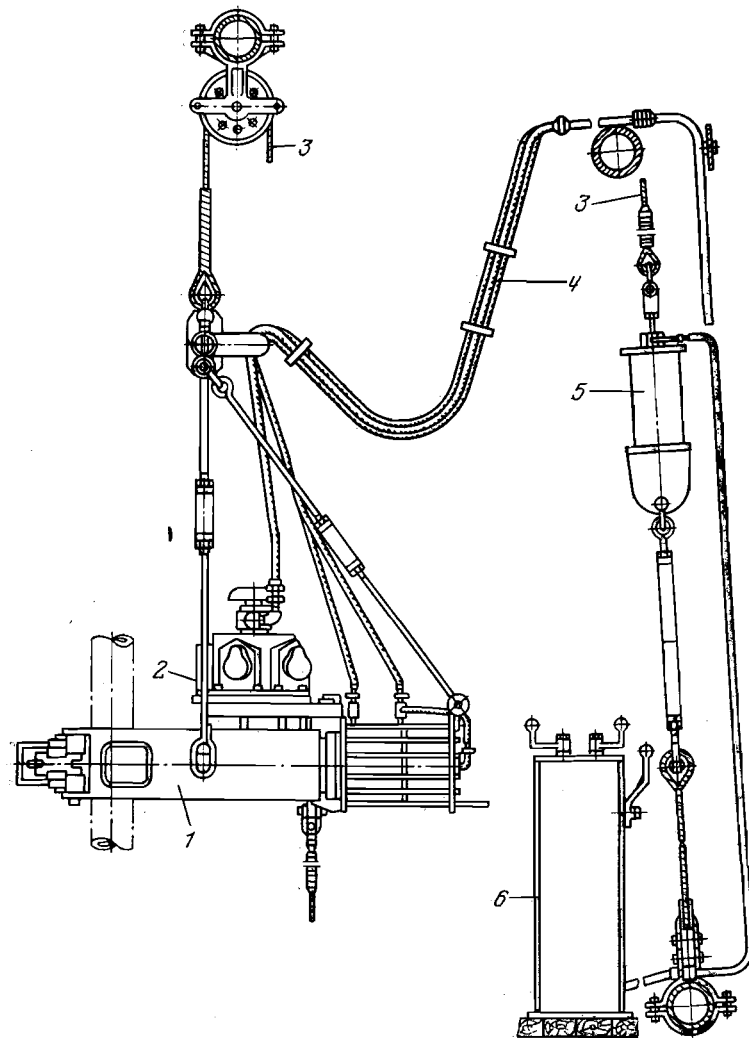


Рис. VI.10. Схема подвески ключа ПКБ-3

крепителя подводится сжатый воздух, перемещающий поршень по цилиндру из одного крайнего положения в другое.

Во время движения поршень увлекает за собой шток и натягивает присоединенный к нему канат, перемещая при этом ручку машинного ключа, закрепляя или раскрепляя замковое соединение. В лебедках последних конструкций такие пневмораскрепители встраиваются с задней ее стороны и при помощи ряда блоков выводят канат в желаемом направлении.

§ 4. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ МЕХАНИЗАЦИИ И АВТОМАТИЗАЦИИ СПО

Спуск и подъем бурильной колонны — сложный и трудоемкий процесс, зависящий от глубины скважины и числа рейсов долота. Существующие способы и оборудование для автоматизации этого процесса конструктивно сложные и дорогостоящие, поэтому они применяются при бурении скважин глубиной более 4000 м в тех случаях, когда большое число рейсов долота. При незначительном числе рейсов долота и меньшей глубине экономически целесообразнее использовать системы с частичной механизацией.

Для механизации СПО применяют механизмы в различных комбинациях, а для тяжелых условий работы — автоматические системы АСП-3М. В механизированных системах используются обычные талевые системы и СПО ведутся без совмещения по времени отдельных операций. При системах АСП-3М совмещаются операции спуска ненагруженного элеватора с отвинчиванием и уборкой свечи при спуске бурильной колонны или подачи к ротору и свинчивание свечей. Это требует применения более широких кронблока и талевого блока, а также усложняет монтаж вышки.

Комплекс механизмов АСП-3М

Применение АСП-3М значительно облегчает труд рабочих при СПО в процессе бурения глубоких скважин и ускоряет эти работы.

АСП обеспечивает:

совмещение по времени спуско-подъема колонны бурильных труб и ненагруженного элеватора с установкой свечи на подсвечник, выносом ее с подсвечника, а также с операциями по свинчиванию и развинчиванию свечи;

механизацию свинчивания и развинчивания бурильных труб;

механизацию установки свечей на подсвечник и вынос их к центру скважины;

автоматизацию управления элеватором при захвате и освобождении им колонны бурильных труб;

механизацию закрепления колонны бурильных труб в роторе.

Для совмещения операций при подъеме и спуске колонн применяется специальная талевая система, состоящая из талевого блока, автоматического элеватора и приспособления для захвата вертлюга. Талевый блок отличается от обычного тем, что две секции шкивов раздвинуты относительно вертикальной оси и соединены траверсой, позволяющей спускать и поднимать его по свече; в это время соединение развинчивается или свинчивается ключом АКБ-3М2. Такая схема позволяет интенсифицировать работы путем совмещения во времени операции подъема и спуска нагруженного и ненагруженного талевого блока с операциями

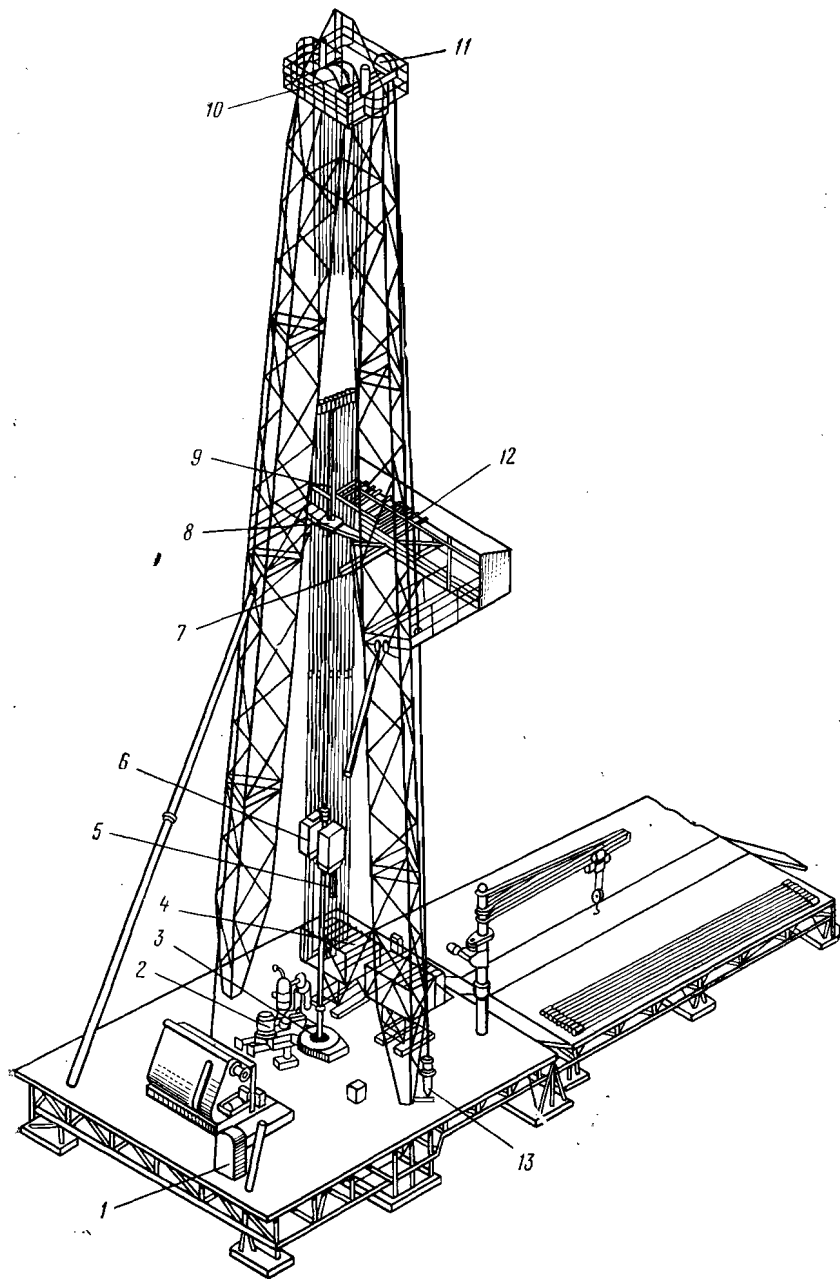


Рис. VI.11. Комплекс механизмов АСП-3М

свинчивания и развинчивания свечи, установки ее на подсвечник и переноса с подсвечника к центру скважины.

Установка АСП-3М (рис. VI.11) состоит из пульта управления 1, талевого блока 6, автоматического элеватора 5; пневматического роторного клинового захвата 3, ключа АКБ-3М2 2, центриатора 8 для удержания свечей в вертикальном положении, механизма захвата свечи 7, механизмов подъема свечи 13 и переноса свечи 12.

Свечи устанавливаются на подсвечники 4, а верхняя их часть заводится в магазины 9, удерживающие свечи в определенном порядке на подсвечнике. Наверху буровой установлены кронблок 10 с дополнительным шкивом 11 и два приспособления для закрепления направляющих канатов центриатора.

Технологическая схема спуско-подъемных операций с механизмами АСП-3М показана на рис. VI.12.

Трубы поднимают в следующем порядке.

I. Талевый блок 3 находится в крайнем нижнем положении, клинья опущены и поддерживают на роторе колонну труб; автоматический элеватор 4 захватил очередную свечу 6. В это время при помощи механизма расстановки 2 отвинченная свеча переносится на подсвечник 7. Ключ АКБ-3М2 5 отведен от устья скважины.

II. Талевый блок 3 с элеватором 4 поднимает колонну бурильных труб. В это же время механизм захвата свечи 1 с тележкой механизма расстановки 2 продолжает переносить ранее поднятую

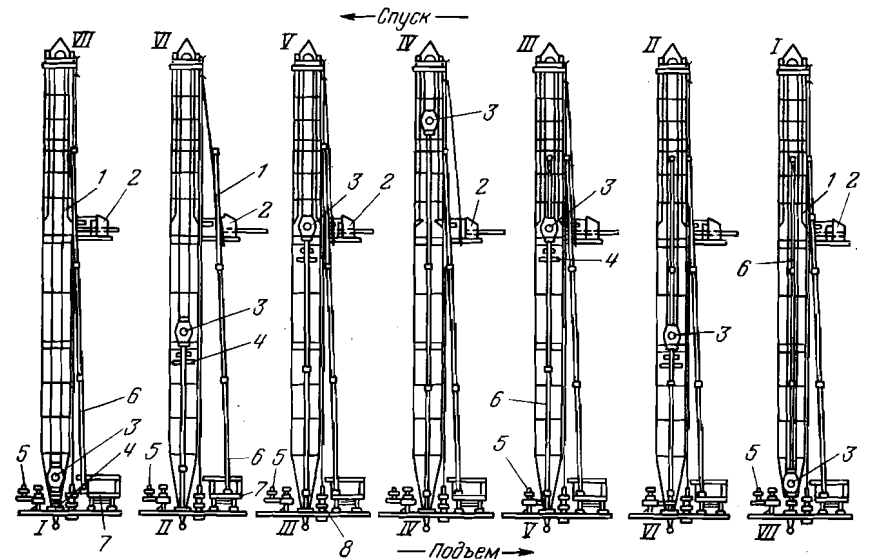


Рис. VI.12. Схема работы комплекса механизмов АСП-3М

свечу 6 на подсвечник 7. Роторные клинья подняты в верхнее положение. Ключ АКБ-3М2 5 отведен.

III. Талевый блок 3 продолжает подниматься. Механизм подъема свечи 8 установил свечу на подсвечник 7; клинья и ключ АКБ-3М2 5 находятся в прежнем отведенном положении.

IV. Талевый блок 3 поднял колонну труб на высоту одной свечи. Клинья опущены в ротор и зажимают колонну. Механизм захвата свечи с тележкой 2 передвигается в исходное положение, ключ АКБ-3М2 5 подводится к колонне.

V. Ключ АКБ-3М2 5 заведен на замковое соединение и развинчивает очередную свечу 6. Талевый блок 3 с элеватором 4 опускается по колонне труб.

VI. Ключ АКБ-3М2 5 развинчивает свечу, талевый блок 3 опускается вниз. Механизм захвата 1 подводится к очередной свече.

VII. Ключ АКБ-3М2 5 отведен в исходное положение, талевый блок 3 опустился в нижнее положение. Механизм захвата 1 выдвинут, захватывает очередную свечу 6 и выводит ее. Клиновой захват продолжает удерживать колонну бурильных труб, затем цикл повторяется для подъема колонны на длину следующей свечи.

Спуск труб проводится в обратной последовательности.

Управление механизмами АСП-3М осуществляется с поста бурильщика, на котором находятся несколько пультов:

пульт бурильщика, на котором выполняются обычные операции и управление пневматическим клиновым захватом;

пульт управления, откуда помощник бурильщика управляет ключом АКБ-3М2;

пульт, с которого рабочий управляет командоаппаратами электродвигателей передвижения тележки и стрелы механизма захвата свечи, а также пневматическим цилиндром механизма подъема свеч.

Тележка механизма расстановки свечей 2 управляется автоматически с помощью сельсинно-следающей системы. Передвижение тележки и стрелы механизма захвата свечи заблокировано с

Техническая характеристика АСП-3М

Тип механизма	АСП-3М1	АСП-3М4
Допустимая нагрузка на талевую систему, МН	2,5	3,2
Длина свечи, м	23—29	
Высота подъема свечи при переносе, м	0,85	
Расход воздуха на одну операцию, м ³	0,5	
Длина хода, м:		
тележки	2,2	2,75
стрелы	4,76	5,62
Общая масса, т:		
механизмов подъема, переноса и расстановки свечей	15,29	19,2
талевой системы	6,3	9,6

движением талевого блока таким образом, что исключается возможность столкновения блока с механизмом захвата свечи.

Пример VI.1. Найти суммарное число свинчиваний и развинчиваний буровым ключом АКБ-3М2 при СПО и наращивании в процессе бурения скважины глубиной $L_c=4000$ м. Если принять, что потребуется сделать $\beta=25$ рейсов для смены долот при постоянной проходке на долото, свечах длиной $l_{c1}=25$ м из двух труб по $l_{T1}=12,5$ м и свечах длиной $l_{c2}=27$ м из трех труб длиной $l_{T2}=9$ м.

Решение.

Находим общую длину бурильных колонн, извлекаемых из скважины за время бурения

$$l_{\text{сум}} = \beta L_c / 2 = 25 \cdot 4000 / 2 = 50\,000 \text{ м} = 50 \text{ км.}$$

Число свечей, спускаемых и извлекаемых за время бурения скважины

$$z_{\text{св}} = 2l_{\text{сум}} / l_c;$$

$$\text{при } l_{c1} = 25 \text{ м, } z_{\text{св1}} = 2 \cdot 50\,000 / 25 = 4000;$$

$$\text{при } l_{c2} = 27 \text{ м, } z_{\text{св2}} = 2 \cdot 50\,000 / 27 = 3704 \text{ шт.}$$

Число свинчиваний при наращивании

$$z_n = L_c / l_{Ti}.$$

$$\text{При } l_{T1} = 12,5 \text{ м, } z_{n1} = 4000 / 12,5 = 320;$$

$$\text{при } l_{T2} = 9 \text{ м, } z_{n2} = 4000 / 9 = 445.$$

Суммарное число свинчиваний

$$z_{\text{сум.св}} = z_{\text{св}} + z_n;$$

$$\text{при } l_{T1} = 12,5 \text{ м } z_{\text{сум.св1}} = 4000 + 320 = 4320;$$

$$\text{при } l_{T2} = 9 \text{ м } z_{\text{сум.св2}} = 3704 + 445 = 4149.$$

Таким образом, при длине трубы 9 м суммарное число свинчиваний на 171 меньше, чем при длине трубы 12,5 м.

Пример VI.2. Определить время, затрачиваемое на СПО и наращивание при бурении скважины. Условия бурения приведены в примере VI.1. Время, затрачиваемое на СПО,

$$T_{\text{СПО}} = z_{\text{св}} l_{ci} \alpha (t_{\text{пс}} + t_3) + z_{\text{св}} t_{\text{св}},$$

где $t_{\text{пс}}=1$ с — время механического подъема или спуска 1 м труб; $t_{\text{св}}=60$ с — время свинчивания, развинчивания и переноса свечи; $t_3=1,5$ с — время подъема или спуска на 1 м ненагруженного элеватора; $\alpha=1,1$ — коэффициент пробега крюка.

Решение.

Находим время, затрачиваемое на СПО:

при длине свечи $l_{c1}=25$ м

$$T_{\text{СПО1}} = 4000 \cdot 25 \cdot 1,1(1 + 1,5) + 4000 \cdot 60 = 515\,000 \text{ с} = 143 \text{ ч};$$

при длине свечи $l_{c2}=27$ м

$$T_{\text{СПО2}} = 3704 \cdot 27 \cdot 1,1(1 + 1,5) + 3704 \cdot 60 = 497\,262 \text{ с} = 138 \text{ ч.}$$

За счет применения свечей длиной 27 м вместо 25-м свечей получается уменьшение времени СПО на 5 ч.

Время, затрачиваемое на наращивание бурильной колонны,

$$T_n = L_{\text{сн}} / L_{\text{тн}}$$

($t_n = 4$ мин — время наращивания одной трубы).
При $L_{\text{тн}} = 12,5$ м

$$T_{\text{н1}} = 4000 \cdot 4 / 12,5 = 1280 \text{ мин} = 21,3 \text{ ч};$$

при $L_{\text{т2}} = 9$ м

$$T_{\text{н2}} = 4000 \cdot 4 / 9 = 1778 \text{ мин} = 29,6 \text{ ч},$$

т. е. время наращивания при длине труб 9 м будет на 8,3 ч больше, чем при длине труб 12,5 м.

При мер VI.3. Определить выигрыш во времени при СПО с комплексом АСП-3М для условий, приведенных в примере VI.2.

Выигрыш во времени при АСП-3М будет за счет совмещения времени подъема ненагруженного элеватора с временем, затрачиваемым на перенос и установку свечи.

$$T_{\text{спо}} = z_{\text{св}} \cdot t_{\text{св}} + z_{\text{сн}} \cdot t_{\text{сн}} = 4000 \cdot 1,5 \cdot 25 \cdot 1,1 + 4000 \cdot 60 = 112,2 \text{ ч},$$

т. е. время сокращается на 45,8 ч, что составляет около 32% общего времени при СПО.

Контрольные вопросы к гл. VI

1. Спуско-подъемные операции с колоннами бурильных труб и их последовательность.
2. Инструменты, применяемые на буровой для СПО.
3. Назначение и конструкция элеваторов для бурильных труб.
4. Инструменты для захвата, подъема и переноса бурильных труб и свечей.
5. Клинья и плашечные элеваторы.
6. Премагнитная и недостатка корпусных и литых двухтропных элеваторов типа ЭТАД.
7. Принципиальное устройство автоматических элеваторов в системах АСП.
8. Многозвенные клиновые захваты.
9. Принципиальная схема роторного клинового захвата с пневматическим подъемом и опусканием клиньев.
10. Принцип действия и устройство механизма захвата свечей типа МЗС-4М, применяемого в системах АСП.
11. Применение механизма переноса свечей.
12. Ключи для раскрепления и докрепления бурильных труб при СПО.
13. Принципиальное устройство пневматических ключей типа АКВ и ПБК.
14. Назначение и принцип действия комплекса АСП.
15. Технологическая схема СПО с механизмом АСП.

ГЛАВА VII

БУРОВЫЕ НАСОСЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

§ 1. ФУНКЦИИ И СХЕМА ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

Буровые насосы и циркуляционная система выполняют следующие функции:

нагнетание бурового раствора в бурильную колонну для обеспечения циркуляции в скважине в процессе бурения и эффективной очистки забоя и долота от выбуренной породы, промывки, ликвидации аварий, создания скорости подъема раствора в забойном пространстве, достаточной для выноса породы на поверхность;

подвод к долоту гидравлической мощности, обеспечивающей высокую скорость истечения (до 180 м/с) раствора из его насадок для частичного разрушения породы и очистки забоя от выбуренных частиц;

подвод энергии к гидравлическому забойному двигателю.

На рис. VII.1 показаны схема циркуляции бурового раствора и примерное распределение потерь напора в отдельных элементах циркуляционной системы скважины глубиной 3000 м при бурении роторным способом.

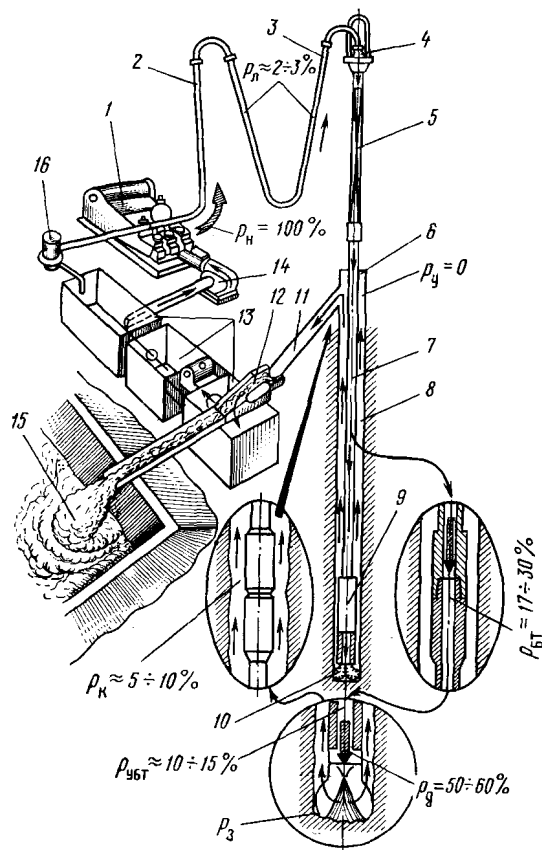
В процессе бурения в большинстве случаев раствор циркулирует по замкнутому контуру. Из резервуаров 13 очищенный и подготовленный раствор поступает в подпорные насосы 14, которые подают его в буровые насосы 1. Последние перекачивают раствор под высоким давлением (до 30 МПа) по нагнетательной линии, через стояк 2, гибкий рукав 3, вертлюг 4, ведущую трубу 5 к устью скважины 6. Часть давления насосов (P_n) при этом расходуется на преодоление сопротивлений в наземной системе. Далее буровой раствор проходит по бурильной колонне 7 (бурильным трубам, УБТ и забойному двигателю 9) к долоту 10. На этом пути давление раствора снижается вследствие затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений

$$P_3 = P_{6т} + P_{убт} + P_n,$$

где P_3 — потери давления в бурильной колонне до забоя; $P_{6т}$, $P_{убт}$, P_n — потери давления соответственно в бурильных трубах, УБТ и долоте.

Затем буровой раствор вследствие разности давлений внутри бурильных труб и на забое скважины P_d с большой скоростью выходит из насадок долота, очищая забой и долото от выбуренной породы. Оставшаяся часть энергии раствора затрачивается на подъем выбуренной породы и преодоление сопротивлений в забойном кольцевом пространстве 8 $P_{кл}$.

Рис. VII.1. Схема циркуляции бурового раствора



Поднятый на поверхность к устью 6 отработанный раствор проходит по растворопроводу 11 в блок очистки 12, где из него удаляются в амбар 15 частицы выбуренной породы, песок, ил, газ и другие примеси, поступает в резервуары 13 с устройствами 16 для восстановления его параметров и снова направляется в подпорные насосы.

Нагнетательная линия состоит из трубопровода высокого давления, по которому раствор подается от насосов 1 к стояку 2 и гибкому рукаву 3, соединяющему стояк 2 с вертлюгом 4. Напорная линия оборудуется задвижками и контрольно-измерительной аппаратурой. Для работы в районах с холодным климатом предусматривается система обогрева трубопроводов.

Сливная система оборудуется устройствами для очистки и приготовления бурового раствора, резервуарами, всасывающей линией, фильтрами, нагнетательными центробежными насосами, задвижками и емкостями для хранения раствора.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Для обеспечения высокой эффективности бурения, особенно на больших глубинах, полезная мощность насосов должна обеспечивать наивыгоднейшее сочетание трех максимумов: гидравлической мощности на долоте, гидравлической силы струи и скорости раствора в затрубном пространстве для выноса выбуренной породы.

Скорость движения раствора в затрубном пространстве v_3 (в м/с) зависит от подачи насосов Q_c (в м³/с) и площади кольцевого сечения скважины s_k (в м²):

$$v_3 = Q_c / s_k. \quad (\text{VII.1})$$

Скорость подъема раствора в кольцевом пространстве находится в пределах 0,3—1,2 м/с и определяется рядом факторов: фактическими свойствами раствора и буримых пород; размером выбуренных частиц; диаметрами скважины и бурильных труб.

В настоящее время установлено, что подводимая к долоту гидравлическая мощность значительно влияет на эффективность бурения, в связи с чем к долоту стремятся подводить удельную мощность (мощность, отнесенная к площади забоя), равную 4—8 МВт/м². Это достигается либо путем увеличения подачи насосов Q_c , либо повышением перепада давления на долоте p_d . В зависимости от условий бурения эту задачу решает бурильщик, однако насосы должны во всех случаях удовлетворять требованиям бурения.

Подача насосов (в м³/с) зависит от выбранной скорости раствора v_3 в затрубном пространстве и его площади

$$Q_c = v_3 s_k, \quad (\text{VII.2})$$

$$s_k = \frac{\pi}{4} (D_d^2 - d_{6r}^2) \quad (\text{VII.3})$$

(D_d и d_{6r} — диаметры долота и бурильных труб, м).

Подводимую к долоту удельную мощность более целесообразно повышать, увеличивая перепад давления на долоте p_d , а не подачу Q_c , так как потери мощности в циркуляционной системе пропорциональны кубу подачи. На подачу насосов влияют площадь кольцевого пространства s_k и выбранная средняя скорость v_3 ср, которая зависит от плотности и вязкости раствора, диаметра долота и находится в пределах 0,6—1 м/с для долот диаметром 190—215 мм и 0,2—0,8 м/с для долот диаметром >350 мм.

Начальный диаметр ствола скважины в 2—3 раза больше конечного, поэтому и начальные диаметры долот в 2—3 раза больше конечных, а площадь забоя в начале бурения в 4—9 раз больше, чем в конце. Практикой установлено, что для эффективного бурения подача раствора на забой должна составлять от 0,6 до 1 м³/с на 1 м² поверхности забоя. Подача раствора при одном и

том же диаметре долота с увеличением глубины может снижаться, а буровые насосы должны обладать способностью изменять подачу в требуемом диапазоне регулирования:

$$R = Q_{c.max} / Q_{c.min} = 0 \div 3.$$

Давление в нагнетательной линии насосов зависит от гидравлического сопротивления циркуляционной системы и равно сумме гидравлических потерь в ее отдельных элементах

$$p_n = p_{л} + p_{бт} + p_{убт} + p_{зд} + p_{д} + p_{к}. \quad (VII.4)$$

Потери напора в элементах циркуляционной системы можно определить по графику. На рис. VII.2 приведена номограмма определения потерь напора в МПа на 1000 м бурильных труб. Зная подачу Q_c в м³/с (или м³/мин), проводим вертикаль до пересечения с линией выбранного диаметра бурильных труб $d_{бт}$. Затем из полученной точки проводим горизонталь до пересечения с линией плотности раствора ρ и из этой точки опускаем перпендикуляр до линии вязкости бурового раствора. Из точки пересечения проводим горизонтальную линию до оси потерь давления в 1000 м бурильных труб. Порядок определения потерь напора в трубах показан пунктирной линией.

Потери напора p_i (в Па) можно найти и расчетным путем. При перекачивании раствора p_i зависят от плотности, вязкости и скорости раствора, шероховатости стенок труб и вычисляются по формуле Дарси — Вейсбаха

$$p_i = \lambda_i \rho_p \frac{l_i v_{ср}^2}{2d}, \quad (VII.5)$$

где λ_i — безразмерный коэффициент гидравлических сопротивлений (при турбулентном режиме движения воды по стальным трубам $\lambda_b = 0,018 \div 0,02$; раствора $\lambda_p = 0,018 \div 0,025$; для практических расчетов можно принимать $\lambda_p = 0,02$); ρ_p — плотность раствора; l_i — длина трубопровода, м; d — внутренний диаметр трубопровода, м; $v_{ср}$ — средняя скорость течения раствора, м/с

$$v_{ср} = \frac{Q_c}{s_k} = \frac{4Q_c}{\pi d^2} \approx 1,27 Q_c / d^2. \quad (VII.6)$$

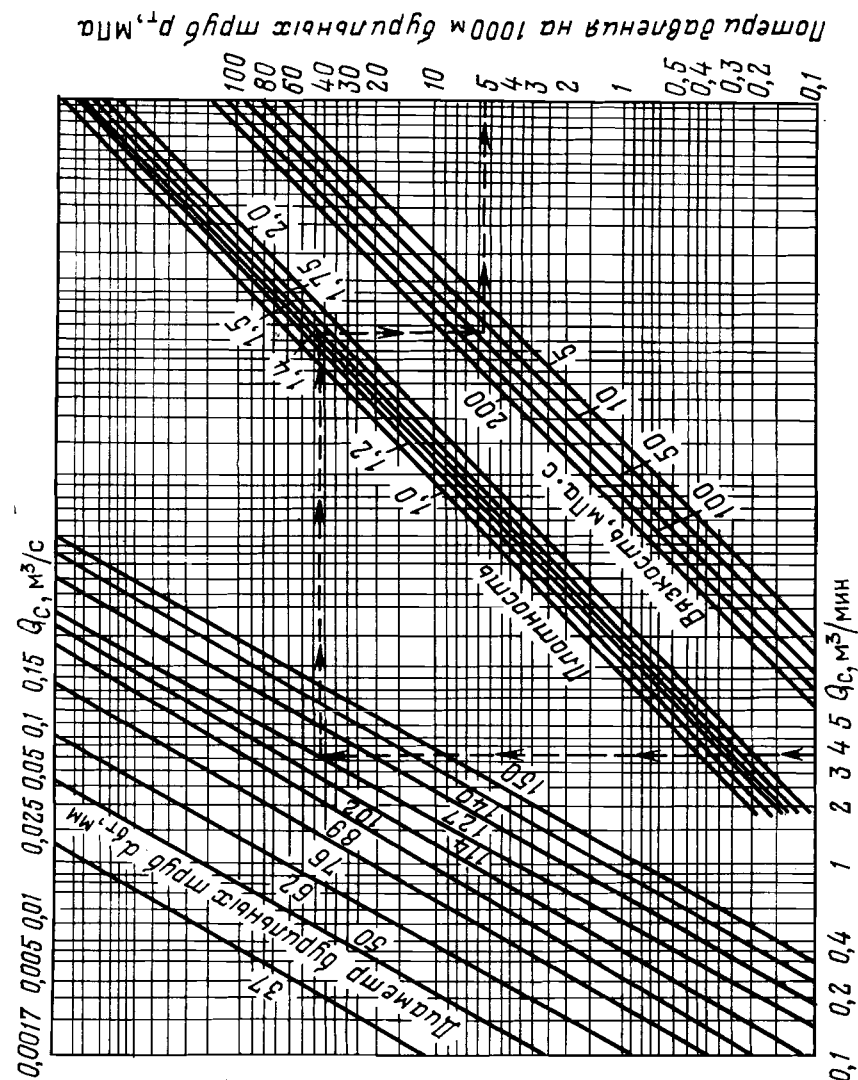
Формулу (VII.4) можно представить в общем виде

$$p_n = \xi \rho_p Q_c^2, \quad (VII.7)$$

где ξ — суммарный коэффициент гидравлических сопротивлений циркуляционной системы, м⁻⁴ (зависит от глубины скважины и ее конструкции).

Подставив значение средней скорости $v_{ср}$ из формулы (VII.6) в уравнение (VII.5), получим выражение для определения гид-

Рис. VII.2. Номограмма для определения потерь давления в бурильных трубах с замками



равлических потерь давления в трубопроводах, состоящих из участков с различными диаметрами

$$p_i = \xi_i l_i \rho v Q_c^2. \quad (\text{VII.8})$$

Здесь коэффициент гидравлических сопротивлений $\xi_i = 0,8\lambda/d^5$. Так как для приближенных расчетов принимают $\lambda = 0,02$,

$$\xi_i = 0,8 \cdot 0,02/d^5 = 16d^{-5} \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-5}.$$

Полезная суммарная мощность N_c (в Вт) насосов — функция суммарной подачи Q_c (в м³/с) и давления p_n (в МПа)

$$N_c = Q_c p_n. \quad (\text{VII.9})$$

Поскольку в процессе бурения гидравлические сопротивления переменны, полезная мощность насосов будет зависеть от подачи

$$N_c = \xi \rho v Q_c^3 \quad (\text{VII.10})$$

или от давления

$$N_c = \sqrt{\frac{p_n^3}{\xi \rho v}} = \frac{p_n^{3/2}}{(\xi \rho v)^{0,5}}. \quad (\text{VII.11})$$

Глубокие скважины состоят из обсадных труб различных диаметров и длины. Наибольший диаметр и небольшую длину имеет кондуктор, расположенный в верхней части, а наименьший диаметр имеет открытый ствол. Для обеспечения выноса разбуренной породы наибольшая подача раствора требуется вначале бурения ствола под кондуктор ($Q_c = Q_{ск}$).

Так как сопротивление системы прокачиванию раствора пропорционально квадрату подачи, то и давление насосов при бурении этого интервала также довольно существенное. Поэтому мощность насосов и их характеристику выбирают по этому интервалу бурения, а наибольшее давление определяется при бурении последнего интервала и небольшой подаче.

В буровых установках применяют два-три параллельно работающих насоса для бурения под кондуктор и один насос для бурения последнего интервала скважины.

Наибольшая подача одного насоса

$$Q_{n \max} = Q_c/z, \quad (\text{VII.12})$$

где z — число насосов.

Пример VII.1. Определить необходимые подачи насосов для бурения различных интервалов скважины глубиной $L_c = 3000$ м следующей конструкции: кондуктор глубиной $L_k = 400$ м, диаметром $d_k = 0,324$ м, долото $D_{д1} = 0,445$ м; промежуточная колонна до глубины $L_n = 2000$ м, диаметром $d_n = 0,245$ м, долото $D_{д2} = 295$ мм; открытый ствол бурится долотом диаметром $D_{д3} = 0,215$ м; бурильная колонна из труб $d_{бт} = 0,127$ м.

Решение.

Принимаем скорости восходящего потока бурового раствора (в м/с) в затрубном пространстве при бурении: под кондуктор $v_{з1} = 0,42$; под промежуточную колонну $v_{з2} = 0,7$; открытого ствола $v_{з3} = 1$.

Необходимые подачи насосов (м³/с) определяем по формуле (VII.2)

$$Q_{ni} = v_{zi} s_{ki}.$$

Площади кольцевых пространств вычисляем по формуле (VII.3): кондуктора

$$s_{кк} = \pi(0,445^2 - 0,127^2)/4 = 0,143 \text{ м}^2;$$

промежуточной колонны

$$s_{кп} = \pi(0,295^2 - 0,127^2)/4 = 0,056 \text{ м}^2;$$

открытого ствола

$$s_{кс} = \pi(0,215^2 - 0,127^2)/4 = 0,024 \text{ м}^2.$$

Требуемые подачи раствора при бурении:

под кондуктор

$$Q_{ск} = 0,42 \cdot 0,143 = 0,06 \text{ м}^3/\text{с};$$

под промежуточную колонну $Q_{сп} = 0,7 \cdot 0,056 = 0,039 \text{ м}^3/\text{с};$

открытого ствола $Q_{сс} = 1 \cdot 0,024 = 0,024 \text{ м}^3/\text{с}.$

Пример VII.2. Определить давление в нагнетательной линии насосов p_n , необходимое для прокачки бурового раствора плотностью $\rho = 1200$ кг/м³ и вязкостью 100 мПа·с; конструкция скважины приведена в примере VII.1; конструкция бурильной колонны: бурильные трубы ТБПВ $d_{бт} = 0,127$ м с толщиной стенки $\delta = 9$ мм; УБТ внутренним диаметром $d_{убт.в} = 0,075$ м, длиной $l_{убт} = 200$ м.

Решение.

Потери давления в наземной линии

$$p_{li} = \xi_{лi} l_i Q_{ci}^2,$$

где $\xi_{лi}$ — коэффициент гидравлических сопротивлений, при длине трубопровода 1 м диаметром $d_{li} = 0,09$ м $\xi_{лi} = 16 \cdot 0,09^{-5} \cdot 10^{-3} = 2,7 \cdot 10^3$.

Тогда при длине трубопровода $l_n = 60$ м потери давления при бурении различных интервалов скважины будут (из выражения VII.8):

под кондуктор

$$p_{л1} = 2,7 \cdot 10^3 \cdot 60 \cdot 1200 \cdot 0,06^2 = 7 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,7 \text{ МПа};$$

под промежуточную колонну

$$p_{л2} = 2,7 \cdot 10^3 \cdot 60 \cdot 1200 \cdot 0,039^2 = 3 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,3 \text{ МПа};$$

открытого ствола

$$p_{л3} = 2,7 \cdot 10^3 \cdot 60 \cdot 1200 \cdot 0,024^2 = 11 \cdot 10^4 \text{ Па} = 0,11 \text{ МПа}.$$

При постоянной длине УБТ $l_{убт} = 200$ м для всех интервалов длины колонн бурильных труб будут:

при бурении под кондуктор

$$l_{бт.к} = l_k - l_{убт} = 400 - 200 = 200 \text{ м};$$

под промежуточную колонну

$$l_{6т.п} = l_{п} - l_{убт} = 2000 - 200 = 1800 \text{ м};$$

открытого ствола

$$l_{6т.с} = l_{с} - l_{убт} = 3000 - 200 = 2800 \text{ м}.$$

По номограмме на рис. VII.2 находим потери давления на 1000 м длины бурильных труб при бурении:

под кондуктор и подаче $Q_{ск} = 0,06 \text{ м}^3/\text{с}$ получаем $p_{6т.к} = 2,5 \text{ МПа}$;
под промежуточную колонну и подаче $Q_{с.п} = 0,039 \text{ м}^3/\text{с}$ получаем $p_{6т.п} = 1,5 \text{ МПа}$;

в открытом стволе и подаче $Q_{с.с} = 0,024 \text{ м}^3/\text{с}$ получаем $p_{6т.с} = 0,54 \text{ МПа}$.
Определяем потери давления в бурильных трубах при бурении:

под кондуктор

$$\Sigma p_{6т.к} = l_{6т.к} \cdot p_{6т.к} \cdot 10^{-3} = 2,5 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 0,5 \text{ МПа};$$

под промежуточную колонну

$$\Sigma p_{6т.п} = l_{6т.п} \cdot p_{6т.п} = 1,5 \cdot 1800 \cdot 10^{-3} = 2,7 \text{ МПа};$$

в открытом стволе

$$\Sigma p_{6т.с} = l_{6т.с} \cdot p_{6т.с} = 0,54 \cdot 2800 \cdot 10^{-3} = 1,5 \text{ МПа}.$$

Потери давления в 1000 м УБТ определяем по той же номограмме для труб диаметром 89 мм, так как диаметр этих труб соответствует внутреннему диаметру УБТ $d_{убт.в} = 75 \text{ мм}$ для тех же подач, что и при определении потерь давления в бурильных трубах:

при бурении под кондуктор $\zeta_{убт.к} = 10 \text{ МПа}$;

при бурении под промежуточную колонну $\zeta_{убт.п} = 8 \text{ МПа}$;

в открытом стволе $\zeta_{убт.с} = 5,8 \text{ МПа}$.

Потери давления в УБТ будут:

при бурении под кондуктор

$$\Sigma p_{убт.к} = \zeta_{убт.к} \cdot l_{убт} \cdot 10^{-3} = 10 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 2 \text{ МПа};$$

при бурении под промежуточную колонну

$$\Sigma p_{убт.п} = \zeta_{убт.п} \cdot l_{убт} \cdot 10^{-3} = 8 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 1,6 \text{ МПа};$$

открытого ствола

$$\Sigma p_{убт.с} = \zeta_{убт.с} \cdot l_{убт} \cdot 10^{-3} = 5,8 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 1,16 \text{ МПа}.$$

Давление на долоте (в МПа) зависит от скорости истечения раствора из насадок долота и может быть определено по формуле

$$p_d = \frac{\rho_p}{2} \left(\frac{v_d}{\mu} \right)^2.$$

Для гидромониторных долот $\mu = 0,92$, принимаем скорость $v_d = 130 \text{ м/с}$, тогда

$$p_d = \frac{1200}{2} \left(\frac{130}{0,92} \right)^2 = 11\,980\,150 \text{ Па} = 12 \text{ МПа}.$$

Давление раствора в нагнетательной линии насоса при бурении различных интервалов скважины:

под кондуктор

$$p_{н.к} = p_{л1} + \Sigma p_{6т.к} + \Sigma p_{убт.к} + p_d + p_3 = \\ = 0,7 + 0,5 + 2 + 12 + 1 = 16,2 \text{ МПа};$$

под промежуточную колонну

$$p_{н.п} = p_{л2} + \Sigma p_{6т.п} + \Sigma p_{убт.п} + p_k = \\ = 0,3 + 2,7 + 1,6 + 12 + 1 = 17,6 \text{ МПа};$$

открытого ствола

$$p_{н.с} = p_{л3} + \Sigma p_{6т.с} + \Sigma p_{убт.с} + p_d + p_k = \\ = 0,11 + 1,5 + 1,16 + 12 + 1 = 15,77 \text{ МПа}.$$

Здесь p_k — потери давления в затрубном кольцевом пространстве приняты одинаковыми для всех интервалов и равными 1 МПа, что составляет 5—7% общих потерь (см. рис. VII.1).

§ 3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Насос одностороннего действия работает следующим образом (рис. VII.3, а). Через трансмиссию 1 от двигателя вращение передается коренному валу с кривошипами 2, на которых смонтированы шатуны 3, соединенные с ползунами 4. Кривошипно-шатунный механизм преобразует вращательное движение коренного вала в возвратно-поступательное ползуна 4, штока 5 и поршня 6. Поршень движется в цилиндре 7, в нижней части которого расположен всасывающий 10, а в верхней нагнетательный 8 клапаны. Полость всасывающего клапана через трубопровод соединена с приемным резервуаром, наполненным раствором, а нагнетательного — с напорной линией.

При движении поршня вправо в рабочей камере 9 создается разрежение (рис. VII.3, б), в результате которого возникает разница давления под и над клапаном, последний открывается и в камеру засасывается раствор. В этот период нагнетательный клапан закрыт под действием разности давлений над и под клапаном, так как в нагнетательном трубопроводе давление выше, чем в рабочей камере.

При ходе поршня влево в камере повышается давление, всасывающий клапан закрывается. Как только давление внутри камеры станет выше давления во всасывающем трубопроводе, нагнетательный клапан откроется, так как давление в камере будет выше давления в нагнетательном трубопроводе. Происходит выталкивание жидкости из камеры. Затем цикл повторяется.

Нетрудно заметить, что скорость поршня во время хода меняется от нуля в мертвой точке до максимума. Наибольшую скорость поршень имеет, когда кривошип перпендикулярен к шатуну. Поскольку нагнетание жидкости происходит за счет вытеснения ее из рабочей камеры поршнем, очевидно, количество жидкости, вытесняемой в единицу времени — подача насоса, — будет изменяться по тому же закону, что и скорость поршня, как показано на графике (рис. VII.3, в). Если обозначить ход поршня че-

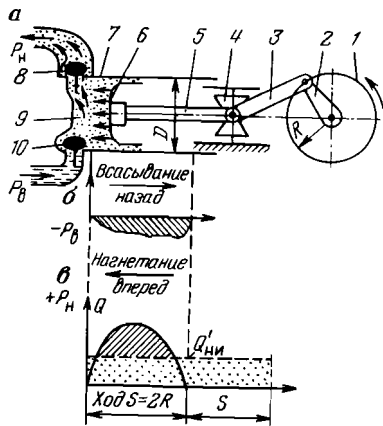


Рис. VII.3. Схема работы поршневого насоса одностороннего действия

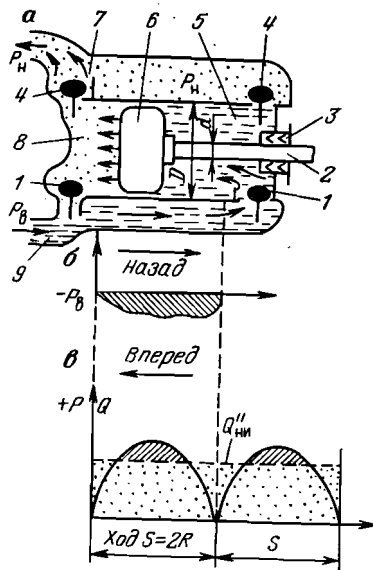


Рис. VII.4. Схема работы поршневого насоса двустороннего действия: а — схема движения поршня; б и в — диаграммы всасывания и подачи

рез S , его площадь через F , то объем жидкости $V_{ц}$, вытесненной из камеры при ходе влево,

$$V_{ц} = FS. \quad (VII.13)$$

Идеальная подача одной камеры поршневого насоса (в $\text{м}^3/\text{с}$)

$$Q'_{ни} = V_{ц}n/60, \quad (VII.14)$$

где n — число двойных ходов коренного вала в 1 мин.

Для многопоршневого насоса одностороннего действия идеальная подача (в $\text{м}^3/\text{с}$)

$$Q_{ни} = KFSn/60 \quad (VII.15)$$

(K — число камер насоса).

Площадь поршня (в м^2)

$$F = \pi D^2/4$$

(D — диаметр поршня, м).

Тогда

$$Q_{ни} = \pi K D^2 S n / 240. \quad (VII.16)$$

Насосом двустороннего действия называется такой насос, в котором в каждом цилиндре имеются две рабочие камеры 5 и 8 (рис. VII.4): передняя 8, как у насоса одностороннего действия,

и задняя 5, расположенная за поршнем 6. Объем этой камеры меньше, чем передней, так как в ней расположен шток 2 поршня, занимающий часть ее объема. Она также имеет всасывающий 1 и нагнетательный 4 клапаны, а шток 2 уплотнен сальником 3.

Если поршень движется вправо, то в левой (передней) полости создается разрежение, в результате которого всасывающий клапан 1 открывается и камера заполняется раствором, а из правой камеры (задней) жидкость в это время вытесняется в нагнетательный коллектор 7 движущимся поршнем 6. Всасывающий клапан 1 в ней закрыт, так как давление в этой камере выше, чем во всасывающем трубопроводе 9, а нагнетательный клапан 4 открыт. Очевидно, подача из задней камеры такого насоса будет меньше, чем насоса одностороннего действия:

$$Q''_{ни} = (2F - f) S n / 60, \quad (VII.17)$$

где $f = \pi d^2/4$ — площадь сечения штока, м; d — диаметр штока, м.

Для многопоршневого насоса двустороннего действия

$$Q_{ни} = K(2F - f) S n / 60,$$

или

$$Q_{ни} = \pi K(2D^2 - d^2) S n / 240. \quad (VII.18)$$

Действительная подача насоса всегда меньше идеальной вследствие того, что происходят утечки через еще незакрытые клапаны, неплотности клапанов и поршней, в связи со сжимаемостью нагнетаемой жидкости, содержанием в ней газа, состоянием пар цилиндр — поршень, клапанов и т. д.

Фактическая подача может быть определена для каждого отдельного случая при конкретных условиях работы насоса по формуле

$$Q_n = Q_{ни} \eta_0, \quad (VII.19)$$

где $Q_{ни}$ — идеальная подача с учетом фактического числа ходов поршней в 1 мин; η_0 — коэффициент объемной подачи.

Учитывая основные условия, влияющие на объемную подачу, можно вычислить коэффициент объемной подачи из выражения

$$\eta_0 = 1 - k_r \left[\beta \left(1 - \frac{\Delta \Gamma p_0}{p_n} \right) (p_n - p_n) + \Delta \Gamma \left(\frac{p_0}{p_n} - \frac{p_0}{p_n} \right) \right], \quad (VII.20)$$

где k_r — коэффициент, зависящий от конструктивного исполнения гидравлической части насоса, который выбирается в зависимости от диаметра поршня D :

D , мм	180	170	160	150	140	130	120
k_r	2,886	3,114	3,387	3,716	4,118	4,617	5,245

β — коэффициент сжимаемости жидкости, для воды $\beta = 47,5 \times$

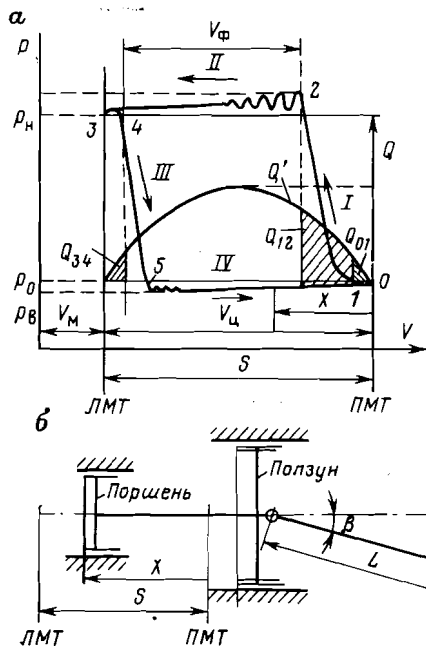


Рис. VII.5. Индикаторная диаграмма *a* и схема движения поршня *б*

$\times 10^{-5}$ МПа⁻¹, для бурового раствора $\beta = 40 \cdot 10^{-5}$ МПа⁻¹; $\Delta \Gamma$ — доля газа в жидкости до ее поступления к подпорному насосу или до входа в буровой насос (если отсутствует подпорный); p_n и $p_н$ — абсолютное давление на выходе бурового и подпорного насосов, МПа; p_0 — атмосферное давление, МПа.

Рассмотрим схему действия кривошипно-ползунного механизма поршневого насоса. Обозначим: L — длина шатуна; R — радиус кривошипа; φ — угол поворота кривошипа; ω — угловая скорость вращения коренного вала; x — путь, пройденный поршнем к данному моменту от правой мертвой точки (рис. VII.5). При ходе поршня насоса из правой мертвой точки ПМТ к левой ЛМТ (рис. VII.5, б) от точки 0 до 1 всасывающий клапан закрывается, а сжатие еще не началось, поэтому теряется часть идеальной подачи Q_{01} (рис. VII.5, а).

Далее при перемещении поршня из точки 1 в точку 2 жидкость сжимается (кривая I), объем ее уменьшается на величину Q_{12} . По достижении точки 2 давление в камере становится выше давления p_n в напорном трубопроводе, открывается нагнетательный клапан и жидкость из камеры вытесняется в трубопровод вначале с пульсациями, а затем равномерно (кривая II). Дойдя до ЛМТ (точка 3), поршень начинает двигаться обратно к ПМТ, однако вследствие того, что в камере еще не создано разрежение, достаточное для открытия всасывающего клапана, происхо-

дит запаздывание открытия клапана (точка 4), за счет чего теряется часть подачи Q_{34} .

От точки 4 до точки 5 давление в камере резко падает (кривая III). Если насос работает при свободном всасывании, то давление в точке 5 будет ниже атмосферного давления p_0 . Далее поршень перемещается в ПМТ (точка 0, кривая IV), и цикл заканчивается. Кривая Q' характеризует мгновенную подачу насоса и скорость поршня.

На величину мгновенной скорости поршня влияет отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна L . Если отношение $R/L \leq \leq 1/5$, то это влияние в расчете не учитывается. Для расчета принимается упрощенная формула, в которой величина хода поршня x равна отрезку проекции дуги, описываемой головкой кривошипа, на ось насоса

$$x = R(1 - \cos \alpha). \quad (\text{VII.21})$$

Мгновенное значение скорости поршня

$$v_n = \omega R \sin \alpha. \quad (\text{VII.22})$$

Ускорение поршня

$$a_n = \omega^2 R \cos \alpha \quad (\text{VII.23})$$

Следует обратить внимание на то, что в средних положениях поршня в точках $\pi/2$ и $3\pi/2$ (при $\alpha = 90^\circ$) скорость поршня максимальна, так как $\sin \alpha = 1$, а скорость $v_{n \max} = \omega R$. В точках 0, π и 2π скорость поршня $v_n = 0$, когда $\sin \alpha = 0$. Эти точки называют «мертвыми».

Отношение максимальной скорости поршня к средней

$$\frac{v_{n, \max}}{v_{n, \text{cp}}} = \frac{\pi R n / 30}{2\pi R n / 30} \pi = 1,57. \quad (\text{VII.24})$$

Индикаторная диаграмма насосов

Качество работы бурового насоса определяется процессами, происходящими в его камерах. На рис. VII.5, а приведена индикаторная диаграмма одной камеры бурового насоса.

Так как при работе насоса жидкость следует за поршнем, мгновенная подача насоса

$$Q'_n = F v_n = \omega R F \sin \alpha. \quad (\text{VII.25})$$

Так как площадь поршня F постоянна, то мгновенная подача будет меняться по закону движения поршня. Таким образом, поршневые насосы с кривошипным механизмом всегда имеют неравномерность подачи и пульсацию жидкости. В многопоршневых насосах для уменьшения неравномерности подачи кривошипы располагают под углом друг к другу: в двухпоршневых —

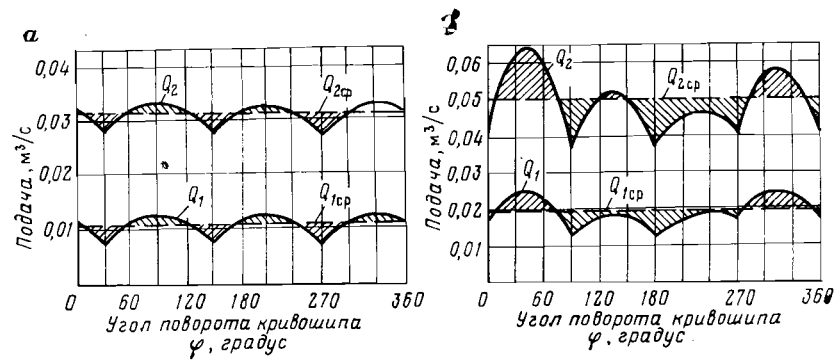


Рис. VII.6. Графики изменения подачи поршневых насосов: а — одностороннего действия; б — двустороннего действия

под углом 90° , а в трехпоршневых — под углом 120° . Тогда в некоторые периоды происходит выталкивание жидкости из двух или нескольких камер одновременно, что снижает неравномерность подачи и ее пульсации.

Как видно из диаграммы на рис. VII.5, а, при работе насоса его реальная подача даже без утечек всегда ниже идеальной, так как объем цилиндра V_c полностью не используется, а действительная подача характеризуется фактически используемым объемом цилиндра V_f . При негерметичности клапанов, уплотнений поршней и других элементов насоса изменяется характер индикаторной диаграммы, по которой судят о его неисправностях.

На рис. VII.6 приведены кривые мгновенной подачи за один оборот приводных насосов: трехпоршневого одностороннего действия с расположением кривошипов под углом 120° (рис. VII.6, а) и двухпоршневого двустороннего действия с расположением кривошипов под углом 90° (рис. VII.6, б) для поршней двух диаметров: 130 (кривые Q_1) и 200 мм (кривые Q_2).

Диапазон изменения давления жидкости в трехпоршневом насосе одностороннего действия на 5—7% выше среднего $Q_{ср}$ и на 9—22% ниже среднего давления, полная амплитуда колебания давления составляет 14—29%. В двухпоршневых насосах двустороннего действия амплитуда колебаний соответственно выше среднего давления на 24% и ниже среднего на 21—32%, а полная амплитуда колебания давления составляет 45—56%.

В зависимости от принципа действия, числа поршней и угла смещения кривошипов каждый насос имеет свой график подачи. В поршневых насосах величина пульсации жидкости может быть снижена, но не устранена совсем. Неравномерность подачи раствора вызывает колебания давлений не только в наземной обвязке и насосах, но и во всей буровой колонне, нарушая процесс

бурения. На равномерность подачи насоса влияет процесс всасывания.

При свободном всасывании цилиндр наполняется за счет разности между атмосферным давлением p_0 и давлением внутри камеры p_k при всасывании. Процесс всасывания происходит нормально, если высота уровня жидкости в приемном резервуаре выше, чем высота, на которой расположен цилиндр насоса: жидкость будет поступать самотеком к насосу.

Высота всасывания зависит от плотности и вязкости раствора, наличия в нем газов и от числа ходов в 1 мин, т. е. скорости движения поршня. В современных буровых насосах уменьшены размеры клапанов, поэтому расчеты свободного всасывания проводить не целесообразно, так как насосы на него не рассчитаны, особенно быстроходные трехпоршневые. Двухпоршневые насосы двустороннего действия при растворах плотностью менее 1200 кг/м^3 и числе ходов менее 60 в 1 мин работают довольно устойчиво при высоте всасывания менее 2 м. Высота всасывания более 2 м неприемлема.

Для снижения пульсаций раствора на напорной и всасывающей линиях вблизи насоса устанавливают гидравлические компенсаторы (колпаки) с диафрагмой, отделяющей жидкость от газа в колпаке и служащей как бы гасителем пульсаций подачи. Верхняя часть компенсатора заполняется газом. Давление газа примерно должно быть равно половине рабочего давления раствора. Нижняя часть компенсатора сообщается с полостью насоса и заполняется буровым раствором.

При работе давление газа в колпаке и прокачиваемом растворе одинаково. Газ выполняет роль подушки, амортизирующей изменение давления, вызванное неравномерностью подачи насоса. При повышении давления жидкости газ сжимается, а при понижении расширяется, в результате чего в трубопроводе поддерживаются пульсации со значительно меньшими колебаниями, чем при работе без компенсаторов. Полной равномерности подачи компенсаторы обеспечить не могут.

Колебания давления в нагнетательной линии насоса зависят не только от пульсаций подачи, но и от волновых процессов, происходящих в напорной линии и буровой колонне. В камерах насоса сжимается раствор, содержащий газы. В момент открытия нагнетательного клапана жидкость в камере сжимается до давления выше, чем в нагнетательном трубопроводе, врывается в него и возникает ударный импульс. Ударная волна от этого импульса распространяется по буровой колонне со скоростью звука, равной 1100—1300 м/с. Достигая забоя, волна отражается и идет обратно в нагнетательную линию насоса. Если фазы колебаний прямой и отраженной волн совпадают, то это повышает размах колебаний в нагнетательной линии насоса. Если колеба-

ния прямой и отраженной волн идут в противофазе, то размах колебаний снижается.

Так как бурильная колонна удлиняется при наращивании, то каждый раз после наращивания происходит сдвиг фаз колебаний давления. Для бурения с наименьшим уровнем колебаний давления необходимо регулировать число импульсов небольшим изменением числа ходов поршня. Это может быть достигнуто изменением частоты вращения приводного двигателя насоса.

Всасывание — это заполнение рабочей камеры жидкостью. Оно происходит за счет разности давления во всасывающей линии p_b и в рабочей камере насоса p_k . Эта разность расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающей линии насоса, трубопроводе, всасывающем клапане и на преодоление сил инерции жидкости. При плохом заполнении рабочей камеры жидкостью нарушается работа насоса и снижается подача.

В буровых насосах заполнение рабочих камер может осуществляться двумя способами: 1) при помощи дополнительных питающих обычно центробежных насосов, установленных между поршневым насосом и резервуаром с раствором, который служит для принудительного заполнения рабочих камер поршневого насоса; 2) при свободном всасывании.

Пример VII.3. Найти коэффициент объемной подачи трехпоршневого бурового насоса при закачке в скважину $Q_n \approx 0,024 \text{ м}^3/\text{с}$ и давлении $p_n = 15,77 \text{ МПа}$ бурового раствора с долей газа $\Delta \Gamma = 0,05$ (5%); абсолютное давление на выходе подпорного насоса $p_n = 0,5 \text{ МПа}$; атмосферное давление $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$. Коэффициент сжимаемости раствора $\beta = 40 \cdot 10^{-5} \text{ МПа}$, коэффициент $k_r = 4,118$ (см. стр. 175).

Решение.

Находим коэффициент объемной подачи по формуле (VII.20)

$$\eta_0 = 1 - 4,118 \left[40 \cdot 10^{-5} \left(1 - \frac{0,05 \cdot 0,1}{0,5} \right) (15,77 - 0,5) + 0,05 \left(\frac{0,1}{0,5} - \frac{0,1}{15,77} \right) \right] = 0,94.$$

Пример VII.4. Найти число ходов трехпоршневого насоса n , необходимое для закачки $Q_e = 0,024 \text{ м}^3/\text{с}$ бурового раствора при коэффициенте объемной подачи $\eta_0 = 0,94$, длине хода поршня $S = 0,25 \text{ м}$ и его диаметре $D = 0,14$; число нагнетательных камер насоса $a = 3$.

Решение.

Находим идеальную подачу насоса

$$Q_{\text{ид}} = Q_e / \eta_0 = 0,024 / 0,94 = 0,026 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Число ходов насоса в 1 мин из формулы (VII.16)

$$n = \frac{240 Q_{\text{ид}}}{\pi a D^2 S} = \frac{240 \cdot 0,026}{3,14 \cdot 3 \cdot 0,14^2 \cdot 0,25} = 135.$$

Пример VII.5.

Определить скорость движения, ускорение поршня и максимальную подачу трехпоршневого насоса по данным примера VII.3.

Максимальную скорость поршня находим по формуле (VII.23).

$$v_{\text{max,п}} = \omega R.$$

Угловая скорость

$$\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 135 / 30 = 14,137 \text{ с}^{-1}.$$

Радиус кривошипа $R = S/2 = 0,25/2 = 0,125 \text{ м}$.

Тогда

$$v_{\text{max,п}} = 14,137 \cdot 0,125 = 1,78 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость поршня из выражения (VII.24)

$$v_{\text{ср,п}} = v_{\text{max,п}} / 1,57 = 1,78 / 1,57 = 1,13 \text{ м/с}.$$

Максимальное ускорение поршня будет при $v_{\text{max,п}} = 0$. Из формулы (VII.23)

$$a_{\text{max,п}} = \omega^2 R = 14,137^2 \cdot 0,125 = 25 \text{ м/с}^2.$$

Максимальная мгновенная подача одного цилиндра по формуле (VII.25)

$$Q'_n = \omega R F = 14,137 \cdot 0,125 \cdot 0,0154 = 0,0272 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $F = \pi D^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,14^2 / 4 = 0,0154$ — площадь поршня.

Средняя подача одной камеры

$$Q_{\text{л,ср}} = Q'_n / 1,57 = 0,0272 / 1,57 = 0,01734 \text{ м}^3/\text{с}.$$

§ 4. УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ БУРОВЫХ НАСОСОВ

Буровые насосы эксплуатируются в различных климатических условиях при температуре воздуха до $\pm 50^\circ \text{C}$ и температуре бурового раствора от -1° до 80°C . Плотность растворов обычно составляет $1100\text{—}1300 \text{ кг/м}^3$, а в некоторых случаях понижается до 800 кг/м^3 или же повышается до 2000 кг/м^3 и более. Растворы имеют большие вязкость и статическое сопротивление сдвигу.

Буровой раствор может быть засорен выбуренной породой и содержать до 2% абразивных частиц, глину и утяжеляющие добавки (гематит, барит и др.), а иногда и некоторое количество газа. В его составе могут быть различные химические реагенты: известь, каустическая сода, в небольших количествах дубильные кислоты. Качество раствора может изменяться в процессе бурения одной скважины.

Насос должен обладать способностью самовсасывания и работать при высоте подпора до 2 м. В нормальных условиях он работает с подпорным центробежным насосом, создающим давление $0,3\text{—}0,5 \text{ МПа}$. Насос должен быть приспособлен для изменения подачи и давления в процессе бурения (увеличение или уменьшение в 2—3 раза), диаметров поршней и цилиндрических втулок. Вместе с тем он должен кратковременно развивать максимальное давление при нулевой или очень небольшой подаче ($1\text{—}6 \text{ л/с}$) для продавки частиц выбуренной породы, осевших в затрубном пространстве или в трубах, либо при образовании сальников в процессе бурения вязких пород.

Время работы насоса колеблется от 30 мин до 200 ч и более в зависимости от длительности рейса долота. Периодические технологические остановки продолжаются от 3—15 мин для наращивания бурильной колонны до 10 ч и более для спуска и подъема долота с больших глубин.

Насос должен быть удобным в эксплуатации, допускать быструю смену быстроизнашивающихся деталей: поршней, штоков, цилиндровых втулок, сальников, клапанов и др. Долговечность его без капитального ремонта должна составлять не менее 10 000 ч работы. Приводная часть насоса надежно защищается от грязи, пыли и воды. Конструкция его приспособлена для привода от электродвигателей и дизелей.

Многолетней практикой бурения глубоких скважин установлено, что единственным удовлетворяющим требованиям технологии проводки скважин является поршневой горизонтальный приводной насос. Буровые насосы — главные потребители энергии (70—80%). Мощность современных насосов составляет 300—1600 кВт. Для каждого типа буровой установки насос должен иметь определенную мощность, подачу и давление. Насосы устанавливаются на расстоянии до 100 м от устья скважины под навесом или в разборном укрытии. Масса, габариты и конструкция насоса должны допускать его транспортировку как при помощи промышленных транспортных средств, так и волоком в пределах промысла, а иногда и на расстояние до 100 км, для чего насосы снабжаются жесткой рамой-салазками.

Поршневые насосы оборудуются устройством для обеспечения равномерности подачи жидкости. Линия высокого давления имеет предохранительный клапан на случай увеличения давления выше предельного. При глубоком бурении применяют поршневые насосы с полезной мощностью 100, 235, 375, 475, 600, 750, 950 и 1600 кВт, с числом двойных ходов в 1 мин 35—180, длиной хода до 0,3 м у трехпоршневых и 35—90 ходов в 1 мин, длиной хода до 0,5 м у двухпоршневых. Диаметр цилиндровых втулок составляет 120—200 мм, относительная масса 20—50 кг на 1 кВт полезной мощности.

Плунжерные насосы используют только в маломощных установках для разведочного бурения. Срок службы в среднем составляет в ч: поршней 100—200, штоков 150—220, цилиндровых втулок 200—300, клапанов 300—400, поэтому удобство смены этих деталей имеет большое значение.

Многопоршневые насосы не распространены вследствие сложности эксплуатации, необходимости расхода большого числа быстроизнашивающихся деталей и затрат времени и средств на их смену. Наиболее широко применяют в бурении трехпоршневые насосы одностороннего действия и двухпоршневые насосы двустороннего действия.

Поршневые насосы с различными структурными схемами делятся на:

прямодействующие двустороннего действия, двухпоршневые паровые;

приводные двустороннего действия, двух- и трехпоршневые; одностороннего действия трехпоршневые.

Прямодействующие двухпоршневые насосы состоят из гидравлической части, т. е. собственно двухпоршневого насоса, и паровой горизонтальной двухцилиндровой поршневой машины. Гидравлический и паровой цилиндры расположены на одной оси, а поршни укреплены на общем штоке. Раствор подается попеременно то одним, то другим поршнем.

Эти насосы просты по конструкции, не требуют каких-либо промежуточных трансмиссий, имеют гибкую характеристику и равномерную подачу, что позволяет применять их без компенсаторов.

Однако низкая экономичность (к. п. д. около 5%), высокий расход пара (до 60 кг/кВт), необходимость снабжения котлов чистой водой привели к тому, что в настоящее время насосы этого типа, а также прямодействующие насосы с гидроприводом в буровых установках не применяются. Они уступили место приводным.

Приводные поршневые насосы двустороннего действия стали применять с созданием мощных двигателей внутреннего сгорания и трансмиссий, способных передавать большие мощности. Насос состоит из двух частей: гидравлической и трансмиссионной — приводной. Приводная часть представляет собой кривошипно-ползунный механизм с ползуном, соединенным с коренным валом зубчатым редуктором, снижающим частоту его вращения. Вращение и мощность от двигателя, установленного отдельно от насоса, передаются на трансмиссионный вал, а от него через зубчатую передачу на главный коренной вал.

Несмотря на сложную конструкцию, большую неравномерность подачи, достигающую 55% и более, эти насосы благодаря большой экономичности широко распространены. Значительная пульсация мгновенной подачи — результат преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное кривошипно-ползунного механизма. Для уменьшения вредного влияния пульсации подачи эти насосы применяют с диафрагменными компенсаторами, амортизирующими колебание раствора и регулирование частоты ходов насоса.

Приводные поршневые насосы одностороннего действия — более мощные (1000—1500 кВт), рассчитанные на длительную работу при высоких давлениях (30—40 МПа). В связи с этим у них уменьшены диаметры поршней и увеличены диаметры штоков

(вместо 60—70 до 80—90 мм). Это привело к тому, что объем камеры насоса двустороннего действия со стороны штока сократился и стал составлять 60—65% объема передней камеры, а масса двухпоршневого насоса резко возросла, что усложнило его транспортировку и монтаж в промысловых условиях. В связи с этим конструкторы вернулись к идее использования трехпоршневых насосов.

В настоящее время применяются трехпоршневые приводные насосы одностороннего действия. По сравнению с двухпоршневыми двустороннего действия они обеспечивают почти в 2 раза большую равномерность подачи, а при использовании диафрагменных компенсаторов сильно снижается пульсация раствора, что обеспечивает высокие показатели работы.

§ 6. КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Насосы состоят из двух основных частей: гидравлической и трансмиссионной. Конструкции насосов довольно разнообразны, но отдельные их элементы однотипны. Особенно это относится к трансмиссионной части. Коренной вал трансмиссионной части трехпоршневого насоса имеет три кривошипа, а двухпоршневого — два. Гидравлические части различаются числом цилиндров и клапанов и их расположением.

В трехпоршневом насосе одностороннего действия в отличие от двухпоршневого насоса двустороннего действия нет камеры со штоком и уплотняющего сальника, что не только упрощает конструкцию, но и исключает износ штока и облегчает эксплуатацию насоса, так как не надо подтягивать и менять сальники и изношенные штоки. Кроме того, зеркало цилиндра со стороны коренного вала открыто и позволяет его интенсивно обмывать, охлаждать и очищать от бурового раствора.

Насосы имеют одинаковую схему трансмиссий, крепятся на салазках для перевозки по промыслу.

Конструкция трехпоршневых насосов

Общий вид трехпоршневого насоса НБТ-600, выпускаемого ВЗБТ показан на рис. VII.7. Гидравлическая часть его состоит из всасывающего коллектора 1 и всасывающего компенсатора-колпака 2, гидравлической коробки 3, в которой размещены три цилиндра с поршнями 9, втулками и клапанами 6 и 7, сбрасывающей линии, предохранительного клапана, нагнетательного коллектора 4 с компенсатором высокого давления 5. Вращение трансмиссионного вала 14 от двигателя передается клиноременной или цепной передачей. Гидравлическая коробка 3 прикреплена к станине 12 при помощи болтов. Насос смонтирован на раме-салазках.

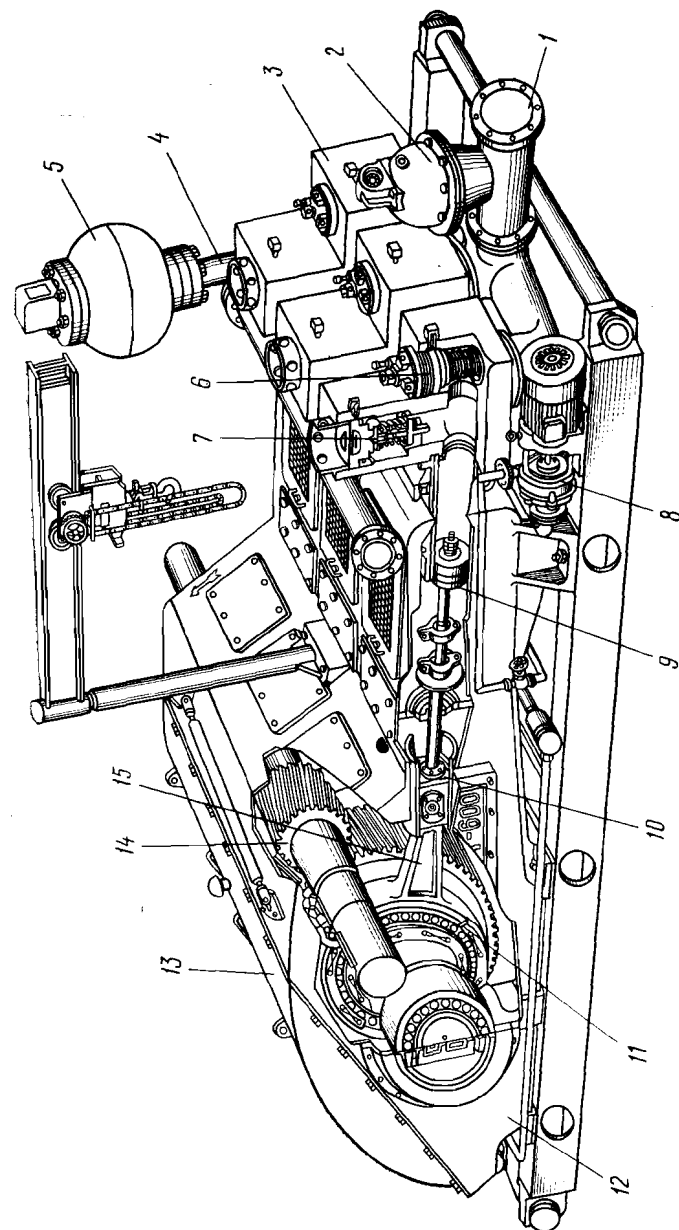


Рис. VII.7. Трехпоршневой насос одностороннего действия НБТ-600

Буровой раствор поступает в нагнетательную камеру из всасывающего коллектора 1 через всасывающий клапан 6, при ходе влево поршня 9 со штоком. Последний соединен быстросъемным хомутом с контрштоком, который соединен резьбой с ползуном 10. При ходе вправо поршень выталкивает раствор из камеры через нагнетательный клапан 7 в напорный коллектор 4.

Трансмиссионная часть насоса состоит из вала 14 с зубчатой шестерней, передающей вращение зубчатому колесу, укрепленному на коренном валу 11. На этом валу смонтированы на роликоподшипниках шатуны 15, соединенные пальцем с ползуном 10. Станина насоса 12 имеет съемную крышку 13. Втулки цилиндров крепятся к гидравлической коробке быстросъемным соединением, а крышки клапанов — зажимами. Механизмы насоса смазывают с помощью насоса 8.

Трехпоршневой буровой насос одностороннего действия УНБТ-950, выпускаемый ПО «Уралмаш», по принципиальному устройству аналогичен насосу НБТ-600. В нем несколько отлична гидравлическая часть, в которой с целью уменьшения мертвого пространства всасывающий и нагнетательный клапаны размещены на одной оси. Это, однако, усложняет конструкцию и извлечение всасывающего клапана и втулки цилиндров.

Конструкция двухпоршневого насоса У8-6МА2

Двухпоршневой буровой насос двустороннего действия У8-6МА2, выпускаемый ПО «Уралмаш», показан на рис. VII.8. Каждый цилиндр имеет две камеры. При ходе поршня 5 вправо раствор из всасывающего коллектора 2 поступает в переднюю камеру 4 и наполняет ее, а из задней камеры при этом раствор через нагнетательный клапан 6 выталкивается в нагнетательный коллектор 7 с пневмокомпенсатором 8. При ходе поршня влево раствор выталкивается в нагнетательную линию из передней камеры, а задняя заполняется.

В каждой клапанной коробке этого насоса установлены два всасывающих и два нагнетательных клапана. Гидравлическая часть 3 присоединяется к станине 9 приводной части на шпильках. Каждый клапан имеет крышку для его осмотра и смены. В двухпоршневом насосе клапаны располагают с внешней стороны цилиндров, что позволяет сблизить оси последних. Масса трехпоршневых насосов одностороннего действия на 30—35% меньше, чем двухпоршневых.

Трансмиссионная часть насоса У8-6МА2 так же, как и насоса НБТ-600, имеет трансмиссионный вал 11, передающий через зубчатую пару вращение коренному валу 12, на котором смонтированы шатуны 10. Станина 9 насоса укреплена на раме-салазках 1.

Основные характеристики буровых насосов приведены в табл. VII.1.

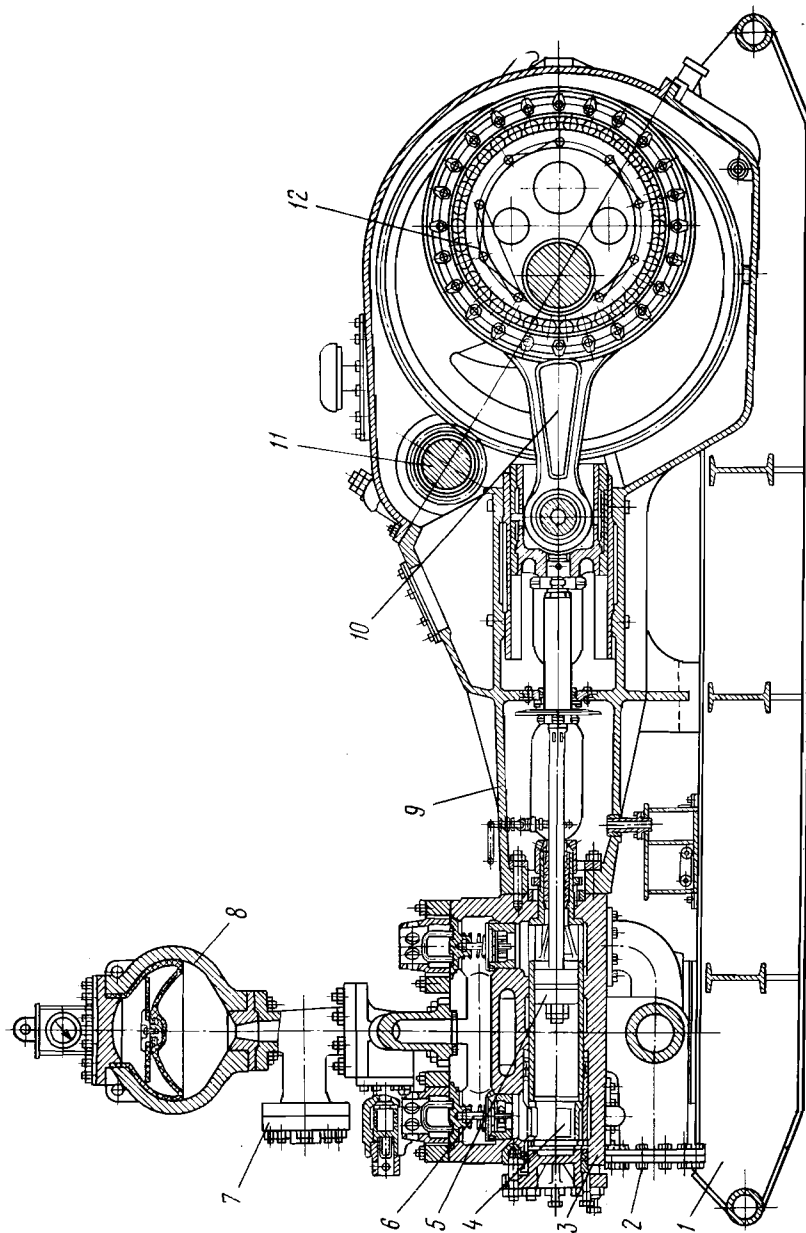


Рис. VII.8. Двухпоршневой насос двустороннего действия У8-6МА2

Таблица VII.1
Техническая характеристика поршневых насосов

Параметры	ВЗБТ		ПО «Уралмаш»					
	НБТ-475	НБТ-600	УНБ-600 (У8-6МА2)	УНБ-750 (У8-7МА2)	УНБТ-800	УНБТ-950	УНБТ-1180	УНБ-1180
Мощность, кВт:								
полезная	375	475	475	750	720	855	1060	1060
приводная	475	600	600	900	800	950	1180	1180
Число поршней	3	3	2	2	3	3	3	2
Число камер	3	3	4	4	3	3	3	4
Число двойных ходов поршня в 1 мин	135	135	65	65	135	125	125	60
Длина хода поршня, м	0,25	0,25	0,4	0,4	0,25	0,29	0,3	0,45
Диаметр цилиндрических втулок, м:								
наибольший	0,18	0,18	0,20	0,20	0,18	0,18	0,18	0,20
наименьший	0,12	0,12	0,13	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15
Подача насоса, м ³ /с:								
наибольшая	0,043	0,043	0,051	0,051	0,041	0,046	0,048	0,051
наименьшая	0,019	0,019	0,020	0,020	0,028	0,028	0,029	0,027
Идеальная подача на один оборот кривошипного вала, л:								
наибольшая	19,0	19,0	46,2	46,2	18,4	22,1	22,8	51,4
наименьшая	8,4	8,4	17,3	20,6	9,95	13,3	13,8	26,7
Давление на выходе, МПа:								
наименьшее	8,5	11,3	9,6	14,2	17	19	24	21
наибольшее	25	25	25	32	32	32	40	40
Диаметр штока, мм	60	65	70	70	70	60	60	85
Частота вращения трансмиссионного вала, об/мин	—	425	320	332	412	566	566	265
Передаточное число редуктора насоса	—	3,152	4,92	5,11	3,05	4,45	4,53	4,42
Нагрузка на шток, кН	290	290	300	446	430	490	615	660
Диаметр клапана, мм	145	145	145	145	135	145	145	145
Диаметр трубопровода, мм:								
всасывающего	200	200	275	275	230	230	230	230
нагнетательного	95	95	110	125	—	100	—	—
Габариты, м:								
длина	4,56	4,70	5,10	5,73	4,47	5,45	5,55	6,74
ширина	2,18	2,72	3,04	3,08	2,98	3,21	5,10	3,61
высота	1,77	2,63	3,30	3,28	2,20	2,88	3,40	3,40
Масса насоса без шкива, т	14,45	19,0	24,1	26,4	22,4	22,5	23,5	43,2

Транмиссионная часть буровых насосов

Транмиссией бурового насоса называется механизм, преобразующий вращательное движение ведущего вала в возвратно-поступательное движение поршней и снижающий частоту вращения коренного вала. Этот механизм передает поршням энергию, полученную от силового привода. Транмиссионная часть большинства буровых насосов состоит из литого или сварного корпуса, в котором смонтированы коренной вал в сборе с зубчатым колесом. Сборка трансмиссионного вала с шестерней и шкивом, шатун, ползун и промежуточный шток составляют кривошипно-ползунный механизм.

Конструкция трансмиссионной части трехпоршневого насоса показана на рис. VII.9. Коренной вал 2 укреплен в корпусе на конических роликоподшипниках, установленных на концах вала. Литой эксцентриковый барабан находится на валу на шпонке и

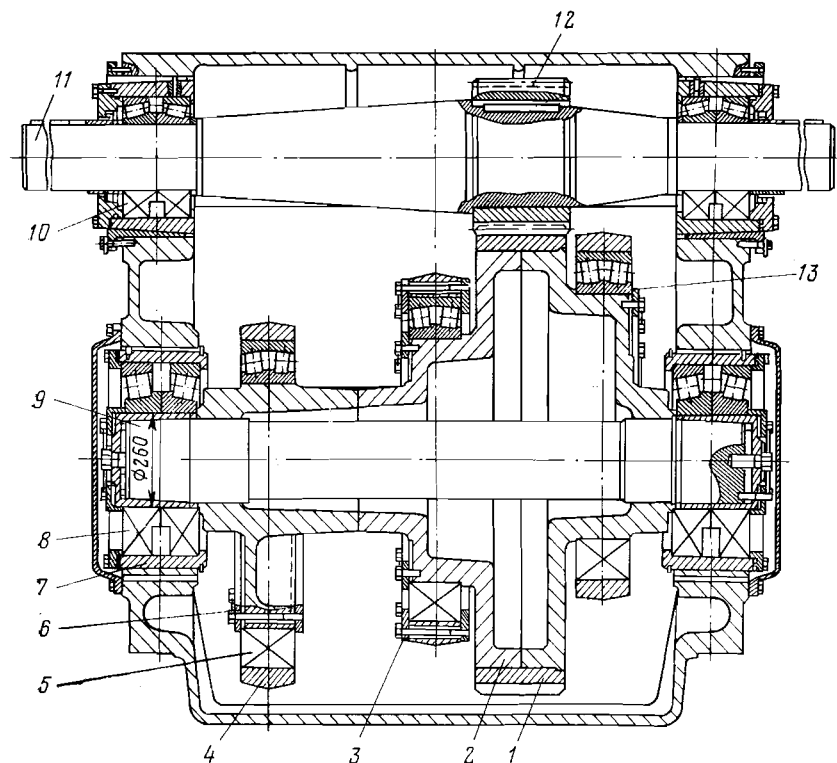


Рис. VII.9. Трансмиссионная часть бурового трехпоршневого насоса НБТ-600: 1 — зубчатое колесо; 2 — коренной вал; 3, 6, 13 — секторы крепления подшипников шатунов; 4 — шатун; 5 — подшипник шатуна; 7 — стакан; 8 — подшипник коренного вала; 9 — вал; 10 — подшипник трансмиссионного вала; 11 — трансмиссионный вал; 12 — шестерня

посадке. Шатуны 4 смонтированы на эксцентриках на двухрядных конических роликоподшипниках. Такой монтаж позволяет некоторую самоустановку шатуна при перекосе осей пальца головки и коренного вала. При этом ползун должен быть с плоскими поверхностями. При цилиндрическом ползуне возможны поворот шатуна и выход из строя привода.

Станина — основная наиболее сложная и дорогая деталь буровых насосов. Она представляет собой металлический коробчатый корпус, соединяющий трансмиссионную и гидравлическую части. Станины изготовляют литыми из стали марки 35Л или высокопрочных чугунов, а также сварными из стальных листов. Преимущество стальной сварной станины перед стальной литой или чугунной заключается в том, что при одинаковой прочности первая может иметь меньшую толщину стенок и массу. В мощных насосах для их облегчения применяют сварные станины, а в менее мощных — литые из высокопрочных чугунов.

Крышки сварной станины трехпоршневого бурового насоса изготовляют из тонколистовой стали, корпуса подшипников неразъемные, люки закрываются крышками из тонколистовой стали или литыми из чугуна. Внутренняя полость станины должна быть закрыта и сообщаться с атмосферой через фильтр, находящийся в сапуне, установленном в верхней точке. Приводная часть от гидравлической изолируется сальником промежуточного штока, расположенным в разделяющей стенке корпуса.

Масляная ванна вместимостью 0,3 л на 1 кВт мощности насоса снабжается указателем уровня, заправочной горловиной, сливным отверстием и трубкой, отводящей масло из сливного отверстия.

Зубчатая передача предназначена для снижения частоты вращения коренного вала с 250—600 до 35—180 об/мин. Первичные двигатели, приводящие буровые насосы, обычно имеют частоту вращения 700—1500 об/мин. Между двигателем и коренным валом насоса находятся передачи, редуцирующие частоту вращения в 5—20 раз. Такую редукцию осуществлять в одной передаче не рационально, поэтому обычно ее разбивают на две или три ступени. Между двигателем и трансмиссионным валом насоса находится клиноременная передача и при больших мощностях многорядная цепная передача. Передаточное число их $u=2\div 3,5$.

Вторую передачу встраивают непосредственно в насос между трансмиссионным и коренным валами. В ней применяются цилиндрические зубчатые колеса с косым (угол наклона $6\text{--}10^\circ$) или шевронным зубом и эвольвентным зацеплением, зацеплением Новикова или многорядные роликовые цепи. В насосах небольшой мощности иногда используются прямозубые колеса или роликовые многорядные цепи. Передаточное отношение этой пары $u=3\div 5,5$. Модуль зубчатой передачи 8—18 мм. Зубчатые венцы изготовляют из легированных хромоникелевых сталей марки

40ХН или 38ХМ с поверхностной закалкой зуба токами высокой частоты до твердости 54—57 НРС.

Для косозубых передач на трансмиссионных и коренных валах устанавливают подшипники, воспринимающие осевые нагрузки. При шевронных прямозубых и цепных передачах осевых нагрузок не возникает, если один из валов допускает осевое перемещение. Обычно это осуществляют на трансмиссионном валу как менее нагруженном и не связанном с другими элементами насоса. Трансмиссионный вал крепят на двух или четырех опорах. Наличие большого числа опор при небольших неточностях изготовления вызывает преждевременный износ подшипников и поломки вала, поэтому их сейчас не применяют.

В некоторых случаях при монтаже буровой установки требуется размещать приводной шкив справа или слева от насоса, а при насосах большой мощности монтируют два клиноременных шкива. Для этого трансмиссионные валы изготавливают с двумя выступающими концами.

Шестерня с валом представляют собой либо откованную за одно целое деталь, либо отдельные детали, соединяемые шпонками. Кривошипно-шатунная группа состоит из коренного вала с зубчатым колесом, шатунов, ползунов и промежуточных штоков.

Коренные валы изготавливают коваными (коленчатые и кривошипные) или литыми (эксцентрикковые, пальцевые). Коленчатые валы в крупных современных насосах не применяют. Коленчатый вал насоса состоит из вала, на который насажено зубчатое колесо. На цилиндрических поверхностях вала двухпоршневого насоса кривошипы располагают под углом 90° друг к другу, а трехпоршневого — под углом 120° . На мотылевых шейках кривошипа монтируют головки шатунов на сдвоенных конических роликоподшипниках, закрытых крышкой. Кривошипный вал монтируют на двух опорах, состоящих из двух сдвоенных конических или сферических роликоподшипников. В последнее время чаще применяют коренные эксцентрикковые валы, обеспечивающие большую долговечность подшипника шатуна и позволяющие изготавливать насосы меньшей ширины.

Корпус коренного вала отливают из стали марки 35Л или из легированных высокопрочных чугунов с добавкой никеля, хрома, ванадия и других металлов. Зубчатый венец крепится на болтах или с помощью посадки с натягом. Большой диаметр пальцев коренных валов позволяет запрессовывать пальцы в отверстия, расточенные в его корпусе. Оси и пальцы изготавливают из стали марки 30ХГС. Мотылевые головки шатунов выполняют аналогично головкам шатунов кривошипных коренных валов. Отсутствие опор на концах вала позволяет осматривать мотылевые и коренные подшипники через боковые люки станины.

В опорах коренного вала применяют подшипники качения: роликовые двухрядные конические, сферические, игольчатые и

однорядные конические и цилиндрические. Сроки службы подшипников не менее 10 000 ч, что соответствует $(3 \div 4) \cdot 10^6$ оборотам коренного и $(12 \div 20) \cdot 10^6$ трансмиссионного валов насоса двустороннего действия и в 2 раза больше насосов одностороннего действия.

Для коренного вала рекомендуются двухрядные конические роликоподшипники, которые наилучшим образом соответствуют конструкции, так как вал имеет небольшую длину и значительный диаметр. В мотылевых опорах также используют двухрядные конические роликоподшипники, обеспечивающие восприятие радиальных и осевых усилий и компактность конструкции.

На коренной вал бурового насоса действуют толчкообразные нагрузки, поэтому подшипники качения монтируются на нем с предварительным натягом. Для восприятия осевой нагрузки, создаваемой косозубыми колесами, на трансмиссионном валу иногда используют двухрядные конические роликоподшипники, устанавливаемые на конце, противоположном шкиву. Вблизи шкива находится подшипник с цилиндрическими роликами, воспринимающий только радиальную нагрузку и допускающий осевое смещение. Сферические подшипники используют при длинных валах и больших их прогибах.

На пальце ползуна в мощных насосах применяют одно- или двухрядные игольчатые роликоподшипники, которые воспринимают большую нагрузку. Для удобства демонтажа подшипников в конструкциях должна предусматриваться возможность захвата каждого кольца подшипника съемником, для чего кольцо должно выступать над поверхностью бурта или заплечика, в который оно упирается. Необходимо также достаточно свободное пространство между выступающим кольцом подшипника и находящимися на валу деталями.

Ползуны в буровых насосах применяют для того, чтобы направить промежуточный шток и освободить его от действия тангенциальных усилий, возникающих на головке шатуна, и не связывать его непосредственно с поршнем. Для предохранения от износа направляющих в станине устанавливают накладки. Чтобы обеспечить нормальную работу, зазор между направляющими ползуна, накладкой и станиной должен быть 0,2—0,5 мм. Накладки собирают со станиной с точностью прилегания до 0,08 мм, а зазор между втулкой и пальцем должен быть 0,05—0,1 мм.

Для компенсации износа накладок служат тонкие прокладки из листовой латуни между корпусом станины и накладкой. Палец ползуна надежно укрепляют в отверстии при помощи цилиндрической или конусной посадок с натягом, фиксируют шпонкой или торцовой планкой и болтами. В процессе эксплуатации пальцы необходимо периодически осматривать и подтягивать.

В передней части корпуса ползуна имеется резьбовое отверстие, в которое ввинчивается или крепится болтами удлинитель

штока, соединяемый при помощи конусной или цилиндрической посадки со штоком поршня. Все резьбовые соединения штока при помощи контргаяк надежно фиксируются от отвинчивания.

Приводной клиноременный шкив или цепное колесо устанавливаются на консоли трансмиссионного вала. Шкивы обычно изготавливают из чугуна с 12—20-ю канавками для клиновидных ремней профилей УВ 8, Д и Е. На валу они крепятся с помощью конусной или цилиндрической посадки и шпонкой. Стальные литые или сварные шкивы применяют редко. Цепные колеса изготавливают коваными или литыми из стали.

Зубчатая передача и все трущиеся элементы трансмиссии насоса смазываются с помощью масляного насоса, путем разбрызгивания масла или погружения в масляную ванну на глубину 0,75 высоты зуба. Подшипники качения смазываются маслом, попадающим в подшипниковые камеры в результате разбрызгивания (коренные и эксцентриковые подшипники) или поступающим самотеком по специальным каналам из коробок или полостей станины, в которые собирается скребком с поверхности зубчатого колеса или шестерни (подшипники трансмиссионного вала и мотылевые, направляющие ползуна и его палец). Подшипники качения в изолированных камерах смазываются мазями (трансмиссионный вал, мотылевые подшипники).

В мощных насосах смазка подается автоматически при помощи масляных насосов. Для смазки сальника контрштока масло подводится также от масляного насоса. Штоки поршня и зеркало цилиндра обмываются водой или маслом, подаваемым другим смазочным насосом, приводимым индивидуальным электродвигателем. Смазочный агрегат встраивается в буровой насос. Применение масла вместо воды для обмывки штоков насосов двустороннего действия увеличивает срок их службы в несколько раз.

Гидравлическая часть насосов

В гидравлической части бурового насоса происходит передача энергии от поршней жидкости. Гидравлические части выполняются по различным схемам и отличаются по конструкции. Они различаются расположением всасывающего и нагнетательного клапанов — несоосное в разных коробках или соосное в одной, — а также конструкцией элементов крепления втулки, поршня и штока.

На рис. VII.10 приведены конструкции гидравлической части трехпоршневого насоса одностороннего действия. На рис. VII.10, а показана конструкция, где всасывающий и нагнетательный клапаны расположены на параллельных осях и имеют различные крышки; втулка и поршень закреплены на быстросъемных устройствах, благодаря чему осмотр и смена этих элементов достаточно просты и не требуют много времени (насос НБТ-600). Не-

достаток конструкции — удлиненный канал нагнетательного клапана.

На рис. VII.10, б показана конструкция, где клапаны расположены соосно и извлечение всасывающего клапана и седла, а также смена втулки сложнее (насос УНБТ-950). Обе эти конструкции имеют короткий канал, нагнетательного клапана.

Конструкции большинства элементов гидравлических частей насосов одностороннего и двустороннего действия различны, кроме клапанов, их крышек, седел и манжет поршней.

Гидравлическая коробка служит для образования рабочих камер и каналов, по которым жидкость подводится к рабочим камерам и отводится от них, а также для размещения и крепления клапанов и остальных элементов. Гидравлическая коробка может быть литой из стали, кованой и сварной из отдельных элементов. Преимущества кованой коробки — простота изготовления, небольшая масса при значительных давлениях насоса.

В гидравлических коробках двухпоршневых насосов цилиндры изготавливают литыми вместе с клапанной коробкой из качественной углеродистой стали с толщиной стенок 20—30 мм. В клапанной коробке нагнетательные клапаны располагаются или над гидравлическим цилиндром, или с небольшим смещением относительно его оси. Всасывающие клапаны находятся внизу с внешней стороны гидравлических цилиндров. Объем рабочей камеры в конце хода нагнетания (или так называемое вредное пространство) должен быть минимальным.

Клапаны, поршни, втулки цилиндров, сальники и штоки работают при высоких давлениях в среде высокоабразивной жидкости и сильно изнашиваются, поэтому эти детали не могут обеспечить срока службы в несколько тысяч часов, как это требуется от бурового насоса. Эти детали изготавливают наиболее простой конструктивной формы, что обеспечивает их быструю замену.

Цилиндровые втулки насосов — наиболее ответственные сменные детали насоса. Для каждого насоса предусматривается комплект втулок, отличающихся внутренними диаметрами, что позволяет ступенчато регулировать подачу насоса. Большое число промежуточных подач способствует улучшению использования мощности насосов при бурении.

Наружная посадочная часть втулок изготавливается цилиндрической одного диаметра с расточкой в клапанной коробке. Втулка имеет бурт для крепления и предохранения ее от осевого сдвига. В зависимости от конструкции упорный бурт располагают в различных частях по длине втулки. Для уменьшения износа внутреннюю поверхность втулки тщательно шлифуют. Поверхностная твердость внутренней части втулки очень высокая.

Для насосов, работающих при высоких давлениях (более 20 МПа), цилиндрические втулки изготавливают двухслойными, т. е. внутренняя часть их выполнена из высокохромистых сталей или

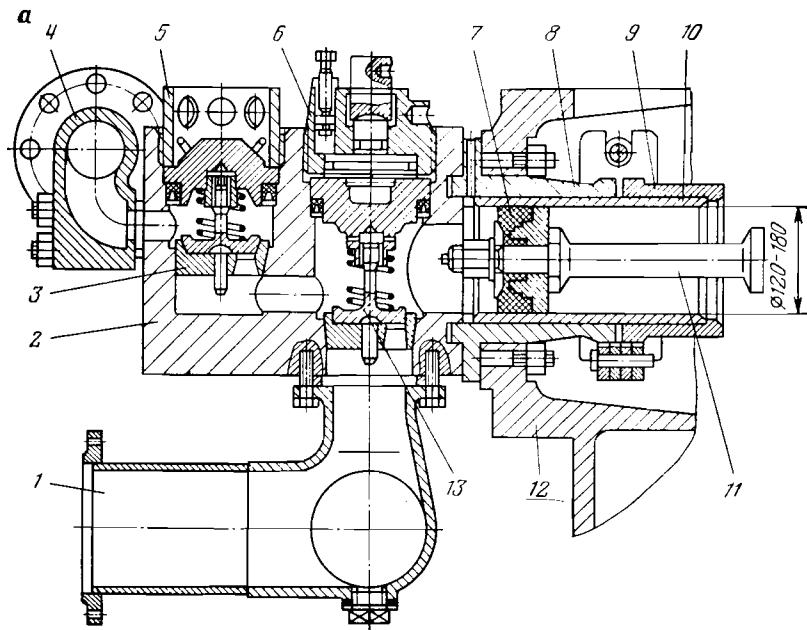
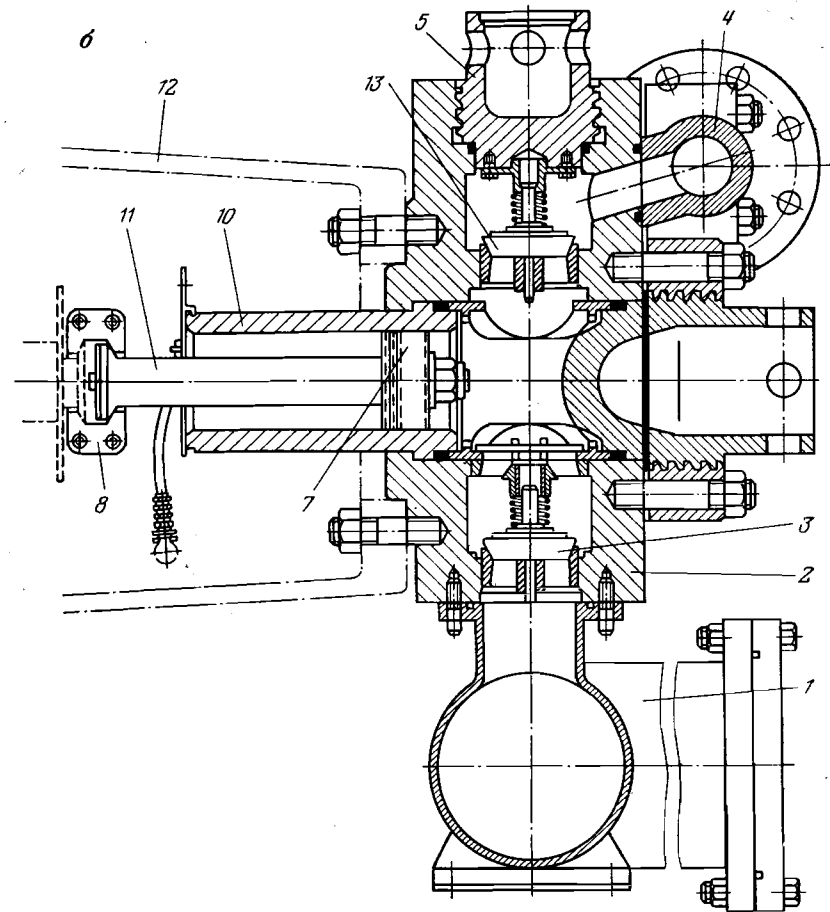


Рис. VII.10. Гидравлическая часть насоса одностороннего действия с различными конструкцией клапанных коробок и расположением клапанов: 1, 4 — всасывающий и нагнетательный коллекторы; 2 — клапанная коробка; 3, 13 — нагнетательный и всасывающий клапаны; 5 — коронка крышки; 6 — гидрозажим; 7 — поршень; 8 — стакан; 9 — втулка; 10 — цилиндрическая втулка; 11 — шток поршня; 12 — станина

отбеленных чугунов типа 260X28 с содержанием 27—30% хрома, до 1% марганца и других легирующих элементов. После термической обработки поверхность зеркала цилиндра имеет твердость >65 HRC. Наружная часть втулки выполнена из конструкционных углеродистых сталей.

Такие втулки изготовляют либо центробежным литьем, либо запрессовыванием тонкостенной гильзы (толщина стенки 5,5—6 мм) во втулку из стали марки 65Г с толщиной стенки 10 мм и более. Для увеличения стойкости на внутреннюю поверхность трения стальной втулки наносят слой металлического хрома толщиной 0,6—0,7 мм. Благодаря этим мероприятиям поверхность трения цилиндра долго сохраняет хорошее состояние при высоких давлениях и сопротивление коррозии, что также благоприятно влияет на долговечность поршней насоса.

Крепление и уплотнение втулки в гидравлической коробке необходимо, чтобы втулка была неподвижна, герметична. Крепление и герметичность не должны нарушаться при смене поршня. Конструкция креплений и уплотнений должна допускать быструю и легкую смену втулки и обладать необходимой долговечностью.



Сложность конструкции этого узла в насосах двойного действия заключается в том, что необходимо уплотнять и укреплять крышки цилиндров и втулки одновременно. В насосах одностороннего действия эта задача решается проще, так как при высоком давлении внутри камеры в процессе нагнетания втулка выталкивается наружу с большей силой, чем сила трения поршня о втулку, действующая в противоположном направлении. Поэтому в насосах одностороннего действия уплотняющий элемент втулки устанавливается со стороны жидкости.

В насосах двустороннего действия выталкивающая сила жидкости действует на втулку попеременно с обеих сторон. В этих насосах уплотнение втулки изнашивается. Лучшие результаты дают конструкции с отдельным креплением и подтягиванием уплотнений крышки и втулки. В корпусе цилиндра, делается от-

верстие, позволяющее контролировать герметичность уплотнения. В насосах одностороннего действия нарушение герметичности уплотнения заметно по утечке жидкости.

Уплотнение пространства между втулкой и корпусом в насосах двустороннего действия изолирует две рабочие камеры, находящиеся по обе стороны поршня. Нарушение уплотнения втулки приводит к промыванию каналов в ее бурте и корпусе гидравлической коробки вследствие перетока жидкости (под действием полного давления нагнетания) из камеры, в которой происходит нагнетание, в камеру, где происходит всасывание. Поэтому для этих насосов лучше независимое крепление втулки от поджимного устройства для подтягивания уплотнения.

Втулки цилиндра уплотняются резиновыми и резинометаллическими кольцами различных конструкций. Такое уплотнение состоит из двух металлических колец и резиновых манжет. Крышки клапанов и цилиндров уплотняются при помощи прокладок или манжетных сальников из резины или пластмассы. Прокладки закладывают в выточки, исключаяющие их выжимание под действием давления жидкости.

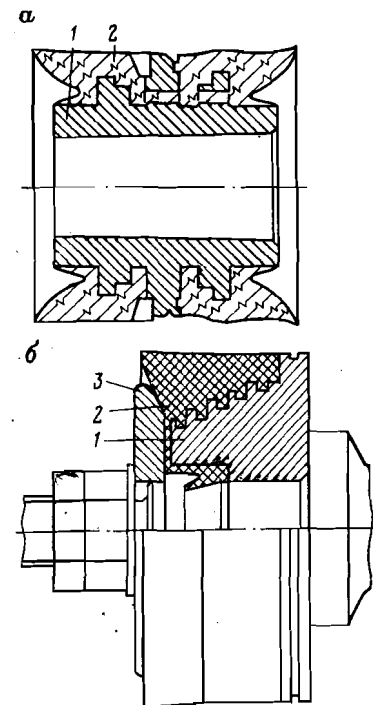
Поршень насоса не только обеспечивает уплотнение, но и быструю смену его при изменении диаметра втулки или при износе. Для обеспечения уплотнения, удобства разборки и быстрой смены поршня соединение его со штоком в насосах двустороннего действия осуществляется на конической посадке, а в насосах одностороннего действия — на цилиндрической посадке с манжетным уплотнением.

Поршень состоит из стального сердечника и одной или двух съемных или привулканизированных к нему резиновых манжет. Увеличение диаметра манжет поршня относительно диаметра отверстия втулки создает предварительный натяг, обеспечивающий правильное действие самоуплотняющейся манжеты. Под действием давления жидкости резина манжеты еще плотнее прижимается к рабочей поверхности втулки, создавая надежное уплотнение.

В поршнях буровых насосов наружный диаметр манжеты в свободном состоянии на 2—3 мм больше внутреннего диаметра втулки, а длина конической части каждой манжеты составляет 25—27 мм при общей длине поршня 135—150 мм.

Поршни имеют различную конструкцию. Монолитный поршень насоса двустороннего действия (рис. VII.11, а) состоит из металлического сердечника 1 и привулканизированных к нему с двух сторон уплотняющих манжет 2. Для увеличения прочности соединения резины с металлом на сердечнике имеются фигурные проточки. Недостаток поршней такой конструкции — необходимость смены всего поршня при износе резиновой его части. В поршнях такой конструкции манжеты изготовляют из синтетической маслoneфестойкой резины с твердостью по Шору 80÷90.

Рис. VII.11. Поршни буровых насосов



На рис. VII.11, б показан поршень насоса одностороннего действия с уплотняющей манжетой 2 из полиуретана или резины. Конструкция обеспечивает большую устойчивость манжеты, так как она монолитна с сердечником 1. Уплотнение внутренней части осуществляется сжатием шайбой 3 торца манжеты.

Шток насоса, присоединяемый одним концом к удлинителю, а другим к поршню, служит для передачи мощности от приводной части к гидравлической. В насосах двустороннего действия шток уплотняется сальником на выходе из гидравлической коробки. В разделительной перегородке приводной части устанавливается сальник для уплотнения контрштока. Больше всего изнашивается шток в сальнике гидравлической коробки, где он находится под действием больших давлений на поверхности трения и в условиях неизбежного присутствия абразивных частиц. В разделительной перегородке сальник работает в более легких условиях.

Штоки изготовляют цельными или составными. При составных штоках часть, соединенную с ползуном, называют удлинителем или контрштоком, диаметр которого обычно больше диаметра штока поршня. Длина штока зависит от длины хода насоса и обычно составляет в насосах одностороннего действия 0,4—0,6 м, а в насосах двустороннего действия — 1,4—1,7 м, диаметр 50—90 мм.

С одной стороны штока нарезана резьба или находится фланец для соединения с контрштоком или ползуном, а с другой стороны имеется цилиндрическая или конусная часть для посадки и крепления поршня. На теле штока делают треугольные шлицы, лыски или шестиграннык для вывинчивания при смене или удержания при отвинчивании гайки поршня. Конусная посадка поршня обеспечивает необходимую прочность и герметичность соединения и облегчает распрессовку в промысловых условиях. При небольшой конусности на штоках предусматривают упорный торец для поршня.

Штоки буровых насосов двустороннего действия должны иметь высокую твердость поверхности для уменьшения износа и большую прочность сердцевины, для чего они изготавливаются из цементуемых легированных сталей марки 12ХН4 или 20ХНХА, либо из закаляющихся конструкционных сталей марок 40Х, 40ХН, 34ХН1М и 38ХШЮН с нагревом токами высокой частоты и закалкой поверхности на глубину 2—5 мм до твердости 52÷58 НРС. Твердость сердцевины штока 280÷320 НВ. В насосах одностороннего действия штоки изготавливают без упрочнения поверхности, так как они не изнашиваются сальником.

Сальниковые уплотнения штоков насосов двустороннего действия предназначены для уплотнения штока поршня и делятся на нажимные и самоуплотняющиеся. Нажимные сальники затягивают для создания между штоком и набивкой большего давления, чем давление жидкости. Для высоких давлений такие сальники не применяют. Самоуплотняющиеся сальники не надо сильно затягивать, так как происходит самоуплотнение. Они работают даже при износе штока на 1—1,5 мм.

Когда в уплотняемой рабочей камере идет всасывание, трение в самоуплотняющемся сальнике незначительно. При полном давлении прижатие сальника к штоку не может быть произвольно большим, как в случае нажимного сальника. Уменьшение давления на поверхности манжета — шток обеспечивает большой срок службы как манжеты, так и штока. Начальное обжатие штока должно быть таким, чтобы создать уплотнение камеры при всасывании.

Кольца набивки нажимного уплотнения могут быть разрезными или неразрезными. Последние менее удобны. Резьбовые втулки устраняют возможность одностороннего сжатия набивки и позволяют осуществить необходимое уплотнение. Для предохранения манжетного уплотнения от скручивания служит металлическое кольцо. Самоуплотняющийся сальник снабжается устройством для подачи смазки.

Для уменьшения износа сальника и штока последний надо обмывать чистой водой или смесью машинного масла с дизельным топливом. Обычно в насосе предусматривается трубка, непрерывно подающая на шток вблизи сальника тонкую струю воды из водопроводной сети или масла из бачка, установленного над насосом.

Для уплотнения штоков при низких давлениях применяют резинотканевые кольца, при высоких давлениях — различные комбинированные сальники, состоящие из резиновых колец с металлическим каркасом. Для уплотнения штоков при давлениях насоса 20—30 МПа используют преимущественно сальники с самоуплотняющимися манжетами различных конструкций.

Кольца сальника имеют косые разрезы для смены их без разборки. При затяжке одно кольцо тыльной частью нажимает

на выступ другого кольца, вследствие чего последнее деформируется и происходит предварительное уплотнение. В сальнике с несколькими V-образными и нажимными металлическими кольцами устанавливают четыре—восемь манжет, однако при работе больше изнашиваются первые две манжеты. Сальники этого типа не требуется сильно затягивать.

Уплотняемую часть манжет обычно изготавливают из маслостойкой синтетической резины твердостью по Шору 85÷95 или из различных пластмасс.

Клапаны насосов предназначены для периодического открытия и закрытия всасывающих и нагнетательных отверстий камер. В поршневых насосах применяют самоподъемные клапаны тарельчатого типа, т. е. с одной выходной щелью.

Клапан (рис. VII.12) состоит из седла 1, тарелки со штоком 2, уплотняющего кольца 3, элементов его крепления 4 и пружины 5. Уплотняющая поверхность — коническая с углом наклона 30—60°.

При прокачке буровых растворов, содержащих абразивные частицы, особенно утяжеленных растворов, срок службы клапанов значительно сокращается, а в ряде случаев вместо 300—500 ч составляет всего 20—30 ч работы, поэтому конструкция клапанов должна допускать быструю их смену и осмотр. Для удобства эксплуатации всасывающие и нагнетательные клапаны изготавливают взаимозаменяемыми.

Тарелка клапана снабжается направлением, обеспечивающим точную посадку на седло одновременно по всей поверхности посадочного пояса. Для увеличения опорной поверхности тарелка клапана нижней плоскостью садится на перемычку седла, что значительно повышает срок службы клапана.

Наиболее ответственный элемент, определяющий долговечность клапана, — сопряжение уплотняющего элемента посадочных поверхностей седла и тарелки. Пластические материалы и резины при всестороннем сжатии почти не меняют своего объема, но легко меняют форму и заполняют свободное пространство под действием разности давлений.

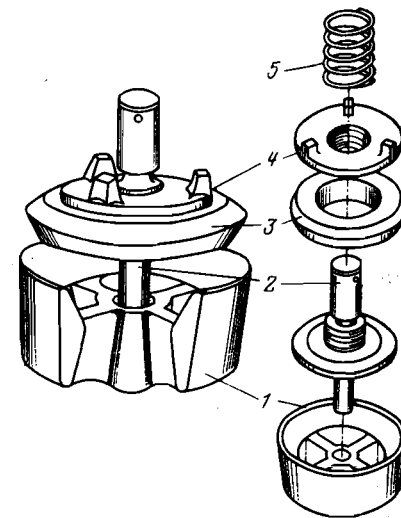


Рис. VII.12. Детали клапана насоса

Для уменьшения износа уплотняющих поверхностей тарелки клапанов и седла их термически обрабатывают либо по всему объему, либо только посадочные поверхности с нагревом токми высокой частоты или цементуют и закаливают. Закалка с нагревом производится на глубину 2—4 мм. Твердость клапана 55÷60 НРС. Для клапанов применяют закаляющиеся конструкционные стали марок 40ХНМ, 40ХС, 38ХСТ и др. Низкоуглеродистые конструкционные стали марок 20Г, 18ХГТ, 20ХНЗ и другие подвергают цементации. Для изготовления седел клапанов используют стали марок 40ХНЗ, 40Х и стали марок 25ХНМА, 20ХНЗ после закалки и цементации.

Клапанные крышки всасывающих клапанов выполняют с гидравлическим или механическим зажимом. Клапанные крышки изготавливают из стального углеродистого литья и крепят к гидравлическим коробкам для быстрой смены клапана на резьбе крупного шага или на шести—десяти шпильках и уплотняют резиновым кольцом. Крышка клапана имеет центрирующий уступ. Втулка верхнего штока клапана обычно съемная.

Пружины клапанов — цилиндрические, спиральные, работающие на сжатие, обычной конструкции. Материалом для их изготовления служит цельнотянутая пружинная сталь марки 60С2А с твердостью 40—45 НРС.

§ 7. РАСЧЕТ НАСОСОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Мощность и к. п. д. насосов

Для насосного комплекса буровой установки, как правило, выбирают насосы с одинаковыми параметрами. Тогда полезная мощность одного насоса $N_{нп}$ (в кВт) с учетом формул (VII.9) и (VII.10)

$$N_{н.п} = N_c / z, \quad (VII.26)$$

где z — число насосов, одновременно работающих в комплексе.

Наименьшее давление в нагнетательной линии насоса $p_{н.мин}$ (в МПа) в соответствии с формулой (VII.1) при наибольшей подаче

$$p_{н.мин} = N_{н.п} / Q_{н.мах}. \quad (VII.27)$$

Наименьшая подача $Q_{н.мин}$ (в м³/с) при номинальном числе ходов поршня насоса и наибольшем давлении

$$Q_{н.мин} = N_{н.п} / p_{н.мах}, \quad (VII.28)$$

где $p_{н.мах}$ — наибольшее давление в нагнетательной линии насоса, определяемое расчетным путем.

Мощность приводного двигателя насоса (в кВт)

$$N_d = N_{нп} / \eta_{н.а}, \quad (VII.29)$$

где $\eta_{н.а}$ — общий к. п. д. насосного агрегата от двигателя до нагнетательной линии насоса

$$\eta_{н.а} = \eta_0 \eta_r \eta_m. \quad (VII.30)$$

Здесь η_0 — коэффициент объемной подачи; η_r — гидравлический к. п. д.; η_m — механический к. п. д.

Коэффициент объемной подачи для исправного насоса $\eta_0 = 0,98 \div 0,96$; гидравлический к. п. д. оценивает потери мощности в каналах входного и выходного коллекторов, гидравлической коробке, клапанах $\eta_r = 0,97 \div 0,98$; механический к. п. д. насосного агрегата может быть представлен в виде произведения коэффициентов

$$\eta_{н.а} = \eta_{мт} \eta_{мн}, \quad (VII.31)$$

где $\eta_{мт}$ — к. п. д. трансмиссии от двигателя до трансмиссионного вала насоса

$$\eta_{мт} = \eta_{мт1} \eta_{мт2} \dots \eta_{мти}; \quad (VII.32)$$

$\eta_{мт1} = 0,99^3$ — к. п. д. вала на опорах качения; $\eta_{мт2} = 0,99$ — к. п. д. фрикционной муфты; $\eta_{мт3} = 0,99^5 \div 0,99^8$ — к. п. д. клиноременной передачи; $\eta_{мти}$ — к. п. д. других элементов, входящих в трансмиссию; $\eta_{мн}$ — механический к. п. д. насоса

$$\eta_{мн} = \eta_{1м} \eta_{2м} \eta_{3м} \eta_{4м} \eta_{5м}; \quad (VII.33)$$

$\eta_{1м} = 0,99 \div 0,99^2$ — к. п. д. трансмиссионного вала на опорах качения; $\eta_{2м} = 0,99^2$ — к. п. д. закрытой зубчатой передачи; $\eta_{3м} = 0,99^2 \div 0,99^3$ — к. п. д. коренного вала на опорах качения; $\eta_{4м} = 0,99^4 \div 0,99^6$ — к. п. д. ползуна и кривошипно-шатунного механизма; $\eta_{5м} = 0,92^2 \div 0,99^4$ — к. п. д. уплотнения штока и поршня.

Таким образом, механический к. п. д. насоса при работе на полной мощности составляет 0,8—0,87, при работе с неполной мощностью он снижается до 0,6—0,7. Общий к. п. д. насосного агрегата может составлять 0,75—0,8 и менее в зависимости от к. п. д. приводной трансмиссии.

Диаметр поршня D и длина хода поршня S взаимосвязаны. Диаметры поршней D (в м) для каждой подачи $Q_{нп}$ (в м³/с) для насоса одностороннего действия

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 Q_{нп}}{\eta_0 K S n}}; \quad (VII.34)$$

для насоса двустороннего действия

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 Q_{нп}}{\eta_0 K S n} - \frac{2d^3}{K}}, \quad (VII.35)$$

где η_0 — коэффициент объемной подачи; K — число камер насоса; S — длина хода поршня; n — число двойных ходов насоса в 1 мин; d — диаметр штока насоса.

Полученные значения округляют до ближайшего нормализованного размера по принятому ряду диаметров поршней.

Пример VII.5. Найти мощность буровых насосов для закачки раствора в скважину. Исходные данные приведены в примерах VII.1 и VII.2.

Решение.

Полезная мощность насосов, необходимая для бурения каждого интервала скважины (в Вт)

$$N_{нi} = Q_{нi} p_{нi}, \quad (\text{VII.36})$$

где $Q_{нi}$ — подача насосов, м³/с; $p_{нi}$ — давление насосов, МПа.

Полезная мощность насосов, необходимая для прокачки раствора, при бурении:

под кондуктор

$$N_{нп,к} = Q_{ск} p_{нк} = 0,06 \cdot 16,2 \cdot 10^6 = 972 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 972 \text{ кВт};$$

под промежуточную колонну

$$N_{нп,п} = Q_{сп} p_{нп} = 0,039 \cdot 17,2 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 670 \text{ кВт};$$

открытого ствола

$$N_{н,пс} = Q_{с,ср} p_{пс} = 0,024 \cdot 15,77 \cdot 10^6 = 379 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 379 \text{ кВт}.$$

Пример VII.6. Найти число насосов z_n и выбрать насос для условий примера VII.5.

Решение.

Для заданных условий из табл. I.1 можно выбрать два насоса: насос с приводной мощностью 500 кВт и полезной мощностью $N_{нп} = 475$ кВт или насос с приводной мощностью 750 кВт и полезной мощностью $N_{нп} = 650$ кВт. По условиям примера VII.5 для бурения под кондуктор полезная мощность насосов $N_{нпк} = 972$ кВт.

Полезная мощность, развиваемая двумя насосами: по первому варианту

$$N_{нп1} = 2N_{нп} = 2 \cdot 475 = 950 \text{ кВт};$$

по второму варианту

$$N_{нп2} = 2N_{нп} = 2 \cdot 650 = 1300 \text{ кВт}.$$

В первом случае будет недостаток мощности $972 - 950 = 22$ кВт, а во втором случае будет избыток полезной мощности насосов $1300 - 972 = 328$ кВт.

Для бурения второго интервала скважины требуется полезная мощность $N_{нп,п} = 670$ кВт. По первому варианту должно работать параллельно два насоса с запасом мощности $950 - 670 = 280$ кВт. По второму варианту интервал под промежуточную колонну можно бурить и одним насосом с недостатком мощности $670 - 650 = 20$ кВт, что допустимо. Поэтому второй вариант более предпочтителен, так как он допускает бурение почти всего интервала одним насосом, а второй насос будет в резерве.

Мощность двигателя привода насоса определяем из формулы (VII.29)

$$N_d = N_{нп} / \eta_{нап}$$

где $\eta_{нап} = \eta_0 \eta_r \eta_{ма}$; $\eta_0 = 0,94$ (см. пример VII.3); $\eta_r = 0,98$ (при подпорном насосе); $\eta_{ма} = \eta_{мт} \eta_{мн}$; $\eta_{мт} = \eta_{мт1} \eta_{мт2} \eta_{мт3} \eta_{мт4}$.

Значения коэффициентов принимаем из формул (VII.30) — (VII.33).

Тогда $\eta_{мт} = 0,99^3 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99^0 = 0,895$;

$$\eta_{мн} = \eta_{м1} \eta_{м2} \eta_{м3} \eta_{м4} \eta_{м5} = 0,99 \cdot 0,99^3 \cdot 0,99^3 \cdot 0,99^4 \cdot 0,99^3 = 0,885.$$

Таким образом, механический к. п. д. насосного агрегата

$$\eta_{ма} = \eta_{мт} \eta_{мн} = 0,895 \cdot 0,885 = 0,79, \text{ а общий к. п. д. насосного агрегата } \eta_{нап} = 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,79 = 0,73.$$

Мощность приводного двигателя для насоса с полезной мощностью 650 кВт

$$N_d = 650 / 0,73 = 890 \text{ кВт}.$$

Примем электродвигатель постоянного тока мощностью 900 кВт.

Нагрузки, действующие на насос

При определении мощности приводного двигателя и нагрузок, действующих на элементы насоса, следует учитывать, что насос может перекачивать воду и тяжелые буровые растворы как с подпором, так и с большой высотой всасывания.

Наихудшие условия для расчета, т. е. наибольшая требуемая приводная мощность, будут при наибольшем коэффициенте наполнения насоса. Чем выше подпор на всасывающей линии, тем больше коэффициент наполнения; при свободном всасывании и перекачке воды он будет выше, чем при перекачке вязких буровых растворов.

Гидравлическую коробку насоса рассчитывают на статическую прочность по давлению опрессовки, механическую часть — на усилия, действующие в его элементах при наибольшем крутящем моменте, развиваемом двигателем:

$$M_p = k_d M_d u_{дн} \eta_d = k_d N_d \eta_d / \omega_d u_{дн}, \quad (\text{VII.37})$$

где k_d — коэффициент перегрузки двигателя; M_d — номинальный крутящий момент, развиваемый двигателем, Н·м; $u_{дн}$ — передаточное отношение от двигателя к приводному валу насоса; N_d — мощность двигателя; кВт; ω_d — угловая скорость вращения двигателя, с⁻¹.

Условия работы и фактические нагрузки зависят от ряда случайных факторов; расчетные нагрузки выбирают с учетом вероятности их возникновения в зависимости от параметров предохранительного клапана, степени неравномерности давления, коэффициента наполнения и т. д.

Расчет на прочность гидравлической части насоса

На прочность рассчитывают клапанные коробки, напорные коллекторы и трубопроводы, штоки, крепления поршня, крышки и их крепление, тарелки клапанов, пружины и др. За расчетное давление для цилиндров и трубопроводов может быть принято

Полученные значения округляют до ближайшего нормализованного размера по принятому ряду диаметров поршней.

Пример VII.5. Найти мощность буровых насосов для закачки раствора в скважину. Исходные данные приведены в примерах VII.1 и VII.2.

Решение. Полезная мощность насосов, необходимая для бурения каждого интервала скважины (в Вт)

$$N_{нi} = Q_{нi} p_{нi}, \quad (\text{VII.36})$$

где $Q_{нi}$ — подача насосов, м³/с; $p_{нi}$ — давление насосов, МПа.

Полезная мощность насосов, необходимая для прокачки раствора, при бурении:

под кондуктор

$$N_{нп,к} = Q_{ск} p_{нк} = 0,06 \cdot 16,2 \cdot 10^6 = 972 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 972 \text{ кВт};$$

под промежуточную колонну

$$N_{нп,п} = Q_{сп} p_{нп} = 0,039 \cdot 17,2 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 670 \text{ кВт};$$

открытого ствола

$$N_{н,пс} = Q_{с,рпс} = 0,024 \cdot 15,77 \cdot 10^6 = 379 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 379 \text{ кВт}.$$

Пример VII.6. Найти число насосов z_n и выбрать насос для условий примера VII.5.

Решение.

Для заданных условий из табл. I.1 можно выбрать два насоса: насос с приводной мощностью 500 кВт и полезной мощностью $N_{нп}=475$ кВт или насос с приводной мощностью 750 кВт и полезной мощностью $N_{нп}=650$ кВт. По условиям примера VII.5 для бурения под кондуктор полезная мощность насосов $N_{нпк}=972$ кВт.

Полезная мощность, развиваемая двумя насосами: по первому варианту

$$N_{нп1} = 2N_{нп} = 2 \cdot 475 = 950 \text{ кВт};$$

по второму варианту

$$N_{нп2} = 2N_{нп} = 2 \cdot 650 = 1300 \text{ кВт}.$$

В первом случае будет недостаток мощности $972-950=22$ кВт, а во втором случае будет избыток полезной мощности насосов $1300-972=328$ кВт.

Для бурения второго интервала скважины требуется полезная мощность $N_{нп,п}=670$ кВт. По первому варианту должно работать параллельно два насоса с запасом мощности $950-670=280$ кВт. По второму варианту интервал под промежуточную колонну можно бурить и одним насосом с недостатком мощности $670-650=20$ кВт, что допустимо. Поэтому второй вариант более предпочтителен, так как он допускает бурение почти всего интервала одним насосом, а второй насос будет в резерве.

Мощность двигателя привода насоса определяем из формулы (VII.29)

$$N_d = N_{нп} / \eta_{нап}$$

где $\eta_{нап} = \eta_0 \eta_r \eta_{ма}$; $\eta_0 = 0,94$ (см. пример VII.3); $\eta_r = 0,98$ (при подпорном насосе); $\eta_{ма} = \eta_{мт} \eta_{мн}$; $\eta_{мт} = \eta_{мт1} \eta_{мт2} \eta_{мт3} \eta_{мт4}$.

Значения коэффициентов принимаем из формул (VII.30) — (VII.33).

Тогда $\eta_{мт} = 0,99^3 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99^6 = 0,895$;

$$\eta_{мн} = \eta_{1м} \eta_{2м} \eta_{3м} \eta_{4м} \eta_{5м} = 0,99 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99^4 \cdot 0,99^3 = 0,885.$$

Таким образом, механический к. п. д. насосного агрегата

$$\eta_{ма} = \eta_{мт} \eta_{мн} = 0,895 \cdot 0,885 = 0,79, \text{ а общий к. п. д. насосного агрегата } \eta_{нап} = 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,79 = 0,73.$$

Мощность приводного двигателя для насоса с полезной мощностью 650 кВт

$$N_d = 650 / 0,73 = 890 \text{ кВт}.$$

Примем электродвигатель постоянного тока мощностью 900 кВт.

Нагрузки, действующие на насос

При определении мощности приводного двигателя и нагрузок, действующих на элементы насоса, следует учитывать, что насос может перекачивать воду и тяжелые буровые растворы как с подпором, так и с большой высотой всасывания.

Наихудшие условия для расчета, т. е. наибольшая требуемая приводная мощность, будут при наибольшем коэффициенте наполнения насоса. Чем выше подпор на всасывающей линии, тем больше коэффициент наполнения; при свободном всасывании и перекачке воды он будет выше, чем при перекачке вязких буровых растворов.

Гидравлическую коробку насоса рассчитывают на статическую прочность по давлению опрессовки, механическую часть — на усилия, действующие в его элементах при наибольшем крутящем моменте, развиваемом двигателем:

$$M_p = k_d M_d u_{дн} \eta_d = k_d N_d \eta_d / \omega_d u_{дн}, \quad (\text{VII.37})$$

где k_d — коэффициент перегрузки двигателя; M_d — номинальный крутящий момент, развиваемый двигателем, Н·м; $u_{дн}$ — передаточное отношение от двигателя к приводному валу насоса; N_d — мощность двигателя; кВт; ω_d — угловая скорость вращения двигателя, с⁻¹.

Условия работы и фактические нагрузки зависят от ряда случайных факторов; расчетные нагрузки выбирают с учетом вероятности их возникновения в зависимости от параметров предохранительного клапана, степени неравномерности давления, коэффициента наполнения и т. д.

Расчет на прочность гидравлической части насоса

На прочность рассчитывают клапанные коробки, напорные коллекторы и трубопроводы, штоки, крепления поршня, крышки и их крепление, тарелки клапанов, пружины и др. За расчетное давление для цилиндров и трубопроводов может быть принято

давление опрессовки, которое обычно должно быть в 1,5 раза выше наибольшего давления, развиваемого насосом.

Толщина стенки клапанной коробки

$$\delta = r_{\text{нар}} - r_{\text{вн}}, \quad (\text{VII.38})$$

где $r_{\text{нар}}$ и $r_{\text{вн}}$ — наружный и внутренний радиусы коробки.

Радиус $r_{\text{вн}}$ задается, а $r_{\text{нар}}$ (в м) определяется из формулы

$$r_{\text{нар}} = r_{\text{вн}} \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,4p}{[\sigma] + 1,3p}}, \quad (\text{VII.39})$$

где $[\sigma]$ — допустимое напряжение на растяжение, принимаемое для стали 45 равным 50—70 МПа, для легированных сталей до 100 МПа; p — наибольшее давление в коробке, МПа.

При расчете болтов, шпилек, крепящих крышек клапанов и цилиндров на прочность необходимо учитывать усилие предварительной затяжки. На каждый болт действует часть давления жидкости на крышку и сила предварительной затяжки. Расчет ведется по наиболее ослабленному сечению — внутреннему диаметру резьбы болта.

При расчете штока влиянием сальника пренебрегаем и считаем, что оба его конца заземлены. Шток рассчитывается на сжатие — растяжение. При определении нагрузки в качестве расчетного сечения выбирают наиболее ослабленное (в резьбовой части штока со стороны, противоположной поршню).

Напряжение сжатия (в Па) в ослабленном сечении

$$\sigma_1 = 1,3P_{\text{сж}}/f_{\text{сж}}, \quad (\text{VII.40})$$

где 1,3 — коэффициент, учитывающий влияние предварительной затяжки гайки; $P_{\text{сж}}$ — усилие, действующее на поршень; $f_{\text{сж}}$ — площадь ослабленного сечения (по внутреннему диаметру резьбы).

При расчете штока на растяжение в ослабленном сечении (это сечение по резьбовой части, где он соединяется с поршнем) усилие растяжения будет меньше усилия сжатия при том же давлении, так как

$$P_{\text{сж}} = p_{\text{max}}F, \quad (\text{VII.41})$$

где p_{max} — максимальное давление в нагнетательной линии насоса, Па; F — площадь поршня, м².

Усилие растяжения (в Н)

$$P_p = P_{\text{max}}(F - f) \quad (\text{VII.42})$$

(f — площадь рабочего сечения штока, м²).

Напряжение (в Па) в ослабленном сечении

$$\sigma_2 = P_p/f. \quad (\text{VII.43})$$

В обоих случаях коэффициент запаса прочности $n \geq 5$ относительно предела текучести, т. е.

$$n = \sigma_t/\sigma_i \geq 5. \quad (\text{VII.44})$$

После расчета штока на сжатие и растяжение следует проверить его на продольный прогиб. Для этого определяем гибкость штока:

$$\lambda = l/i. \quad (\text{VII.45})$$

Здесь l — длина штока, м; i — радиус инерции сечения штока

$$i = d/4 \quad (\text{VII.46})$$

(d — диаметр штока, м).

Обычно $\lambda \geq 105$. При этом критическое напряжение (МПа) при гибкости $\lambda < 105$ определяют по формуле

$$\sigma_{\text{кр}} = 335 - 0,62\lambda. \quad (\text{VII.47})$$

Коэффициент запаса прочности

$$n = \sigma_{\text{кр}}/P_{\text{сж}}. \quad (\text{VII.48})$$

При расчете штока за максимальную следует принимать нагрузку P_c , действующую на шток (в МН)

$$P_c = K_p p_n F / \eta_{5m}, \quad (\text{VII.49})$$

где $K = 1,15 \div 1,2$ — коэффициент запаса, учитывающий вероятность превышения давления в случае несработки предохранительного клапана насоса; p_n — давление насоса, МПа; F — площадь поршня в м², при которой развивается давление p_n ; $\eta_{5m} = 0,96 \div 0,98$ — к. п. д. уплотнения штока и поршня.

Расчет приводной части

Детали приводной части насоса рассчитывают по наибольшему крутящему моменту. Ниже приведен расчет кривошипно-шатунного механизма, который рассматривается в положении, когда кривошип находится под углом φ , а шатун под углом β к оси ползуна (рис. VII.13).

Разложим усилие сжатия T_c , действующее вдоль оси шатуна, на усилие P_c по оси штока и N_c , перпендикулярное к ней.

Величина усилия сжатия, действующего вдоль оси шатуна

$$T_c = P_c / \cos \beta. \quad (\text{VII.50})$$

При $\beta = 0$ $\cos \beta = 1$ и $T_c = P_c$; при β_{max} сила T_c будет максимальной

$$T_{c \text{ max}} = P_c / \cos \beta_{\text{max}}.$$

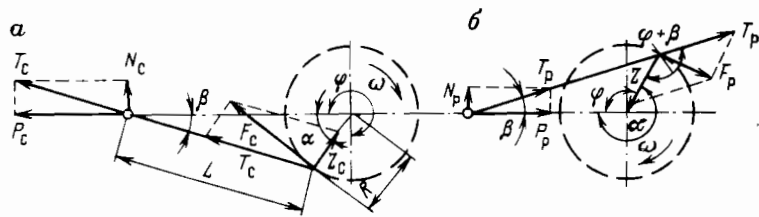


Рис. VII.13. Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме: а — ход поршня вперед; б — ход поршня назад

Силы, действующие на параллели ползуна

$$P_n = N_c \pm G, \quad (\text{VII.52})$$

где N_c — составляющая силы, действующей вдоль шатуна, Н

$$N_c = T_c \sin \beta; \quad (\text{VII.53})$$

G — вес ползуна (половина веса шатуна и штока) в Н, знак плюс берется, когда N_c действует вниз, знак минус — когда эта сила действует вверх;

$$\sin \beta_{\max} = R/L$$

(R и L — длины соответственно кривошипа и ползуна).

Удельная нагрузка на параллели (в Па)

$$p_n = P_n/bl, \quad (\text{VII.54})$$

где b и l — соответственно ширина и длина накладок ползуна, м.

Для буровых насосов должно быть $p_n \leq 0,5$ МПа.

Расчет стержня шатуна аналогичен расчету штока, приведенному выше. За действующее вдоль оси усилие следует брать $T_{c \max}$. Шатун, как и шток, необходимо проверять на продольный изгиб. Коэффициент запаса устойчивости при этом должен быть больше 7.

Палец ползуна необходимо рассчитывать не только на изгиб, но и на давление, которое не должно превышать на его поверхности 12 МПа.

Сила $T_c = P_c / \cos \beta$ на рисунке разложена на силу F_c , действующую по касательной, и силу Z_c , направленную по кривошипу к оси кривошипного вала:

$$Z_c = T_c \cos(\alpha + \beta). \quad (\text{VII.55})$$

Таким образом, по касательной к окружности радиусом, равным длине кривошипа R , действует сила F_c . На коренном валу буровых насосов имеется по меньшей мере два или три кривошипа. Окружное усилие на коренном валу, приведенное

к начальной окружности (радиуса r) зубчатого колеса, будет представлять собой окружную силу P_3 , действующую в зубчатой передаче:

$$P_3 = \sum T \frac{R}{r_{2m} r_{3m}} \quad (\text{VII.56})$$

(η_{2m} и η_{3m} — к. п. д. зубчатой передачи коренного вала).

Приводя это усилие к шкиву ременной передачи радиуса $R_{ш}$, получим усилие (в Н) на клиноременной передаче:

$$P_{тр} = P_3 \frac{r}{R_{ш} \eta_{1m} \eta_{мтз}}, \quad (\text{VII.57})$$

где r — радиус начальной окружности шестерни, м; η_{1m} и $\eta_{мтз}$ — к. п. д. трансмиссионного вала и ременной передачи.

Дальнейшие расчеты зубчатой и ременной передач проводятся по обычным методам, изложенным в курсах деталей машин.

Пример VII.7. Определить максимальное и длительно действующее усилие на штоке поршня двухпоршневого бурового насоса УНБ-600.

Решение.

Насос УНБ-600 (см. табл. VII.1) при диаметре поршня $D_1 = 0,14$ м развивает давление $p_n' = 32$ МПа, а при $D_2 = 0,2$ м $p_n'' = 14,2$ МПа.

Максимальное усилие, действующее на поршень при сжатии [см. формулу (VII.49)],

$$P_c = K_{пр} p_n F / \eta_{бм}.$$

Здесь площадь поршня $F = \pi D^2 / 4$.

При наименьшем диаметре поршня ($F = 3,14 \cdot 0,14^2 / 4 = 0,015$ м²)

$$P_{c1} = 1,15 \cdot 32 \cdot 0,015 / 0,96 = 0,575 \text{ МН};$$

при наибольшем диаметре поршня ($F = 3,14 \cdot 0,2^2 / 4 = 0,031$ м²)

$$P_{c2} = 1,15 \cdot 14,2 \cdot 0,031 / 0,96 = 0,527 \text{ МН}.$$

Максимальное усилие действует при использовании поршня $D = 140$ мм.

Рассчитаем длительно действующее давление на поршень. Поскольку рабочие давления насоса при бурении различных интервалов скважины немного отличаются друг от друга, то для расчета за среднее с небольшим запасом примем давление при бурении под промежуточную колонну $p_{ср} = 18$ МПа (см. пример VII.2). Для этого интервала подача $Q_{нп} = 0,039$ м³/с. Средние усилия, действующие на поршень:

при ходе вперед $P_n = P_{ср} F = P_{ср} \pi D^2 / 4$;

при ходе назад $P_n = P_{ср} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$; где D — диаметр поршня для подачи $Q_{нп}$ из формулы (VII.35);

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 \cdot Q_{нп}}{\eta_0 K_{спл}} - \frac{2d^2}{K}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 \cdot 0,039}{0,94 \cdot 4 \cdot 0,4 \cdot 66 \cdot 3,14} - \frac{2 \cdot 0,08^2}{4}} = 0,163 \text{ м}.$$

принимая ближайшее значение диаметра поршня $D = 165$ мм, диаметр штока $d = 0,08$ м, длину хода $S = 0,4$ м, $n = 66$ ходов в 1 мин (из табл. VII.1). Проверяем, какое давление может развить насос

$$p_{н, \max} = 32(0,14/0,165)^2 = 23 \text{ МПа}.$$

Для этого интервала требуется давление 18 МПа, следовательно, резерв давления достаточен.

Усилие на поршень при ходе:

$$\text{вперед } P_{\text{пв}} = 18 \cdot 3,14 \cdot 0,165^2/4 = 0,38 \text{ МН};$$

$$\text{назад } P_{\text{пн}} = \frac{18 \cdot 3,14}{4} (0,165^2 - 0,08^2) = 0,295 \text{ МН}.$$

Пример VII.8. Определить коэффициенты запаса прочности штока двухпоршневого насоса УНБ-600 по условиям примера VII.7. Материал штока — сталь марки 40Х, предел текучести $\sigma_T = 600$ МПа; предел усталости на сжатие — растяжение $\sigma_1 = 380$ МПа, $P_{c1} = 0,575$ МН из примера (VII.7).

Решение.

Напряжение сжатия в теле штока

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{4P_{c1}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,575}{3,14 \cdot 0,08^2} = 114 \text{ МПа}.$$

Запас прочности на сжатие по пределу текучести [см. формулы (VII.44) и (VII.48)]

$$n_T = \sigma_T / \sigma_{\text{сж}} = 600/114 = 5,3, \text{ что вполне приемлемо.}$$

Напряжение предела усталости

$$\sigma_1 = 4P_{\text{пв}}/\pi d^2 = 4 \cdot 0,38/3,14 \cdot 0,08^2 = 76 \text{ МПа}.$$

Запас прочности по пределу усталости

$$n_1 = \sigma_1 / \sigma_T = 380/76 = 5,$$

что больше рекомендуемых значений 1,5—2.

Штоки буровой насоса рассчитывают на продольную устойчивость по критическим напряжениям.

Гибкость штока $\lambda = l/i$ [см. формулу (VII.4)], где $l = 1,92$ м — длина штока; $i = d/4 = \frac{0,08}{4} = 0,02$ м.

Гибкость штока $\lambda = 1,92/0,02 = 96$; так как гибкость штока $\lambda < 105$, то критическое напряжение определяем по формуле (VII.47)

$$\sigma_{\text{кр}} = 335 - 0,62\lambda = 335 - 0,62 \cdot 96 = 276 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности по устойчивости из формулы (VII.48)

$$n_y = \sigma_{\text{кр}}/P_{c1} = 276,005/0,57 = 2,42, \text{ что } > 2,$$

следовательно допустимо.

Пример VII.9. Найти максимальное усилие сжатия $T_{\text{сmax}}$, действующее вдоль оси шатуна насоса УНБ-600, и силу $N_{\text{ср}}$, действующую на ползун. Известны: $L = 1$ м — длина шатуна; $R = 0,2$ м — радиус кривошипа; $\eta_{\text{зм}} = 0,95$ — к. п. д. ползуна и шатуна; P_{c1} — сила, действующая на поршень (из примера VII.7).

Решение.

Определяем усилие, действующее вдоль оси штока,

$$P_c = P_{c1}/\eta_{\text{зм}} = 0,575/0,95 = 0,6 \text{ МН}.$$

Здесь $P_{c1} = 0,575$ МН (см. пример VII.8).

Максимальный угол β_{max} между шатуном и осью штока

$$\sin \beta_{\text{max}} = R/L = 0,2/1 = 0,2; \quad \text{угол } \beta_{\text{max}} = 11^\circ 33';$$

$$\cos 11^\circ 33' = 0,98.$$

Усиле вдоль оси шатуна (см. рис. VII.13)

$$T_{\text{сmax}} = P_c / \cos \beta_{\text{max}} = 0,6/0,98 = 0,612 \text{ МН или } 612 \text{ кН}.$$

Максимальная составляющая силы, действующей на ползун,

$$N_{\text{сmax}} = T_{\text{сmax}} \sin \beta_{\text{max}} = 0,612 \cdot 0,2 = 0,122 \text{ МН или } 122 \text{ кН}.$$

При правом вращении коренного вала сила $N_{\text{сmax}}$ направлена вверх.

При весе ползуна $G = 5$ кН сила нажатия на направляющие ползуна

$$N_{\text{сф}} = N_{\text{сmax}} - G = 122 - 5 = 117 \text{ кН}.$$

§ 8. МОНТАЖ И ОБВЯЗКА НАСОСОВ

На буровой обычно монтируют два насоса, которые могут работать параллельно, т. е. подавать раствор в одну общую напорную линию. В сложных условиях бурения монтируют три-четыре насоса.

Типовая схема монтажа двух насосов состоит из всасывающей и нагнетательной линий манифольдов. Буровой раствор из резервуара через приемную сетку подается под давлением 0,4—0,6 МПа во всасывающий трубопровод бурового насоса, откуда он поступает в напорный трубопровод. На выходе насоса монтируют пневмокомпенсатор высокого давления и обратный клапан, которые автоматически перекрывают линию в случае внезапной остановки насоса.

Напорный трубопровод оборудован пусковой задвижкой. Из него раствор поступает в стояк, к которому прикреплен гибкий рукав, соединяющий стояк с вертлюгом. Напорный трубопровод крепят к основанию буровой и укладывают с уклоном к насосам для того, чтобы при остановке насосов раствор стекал из стояка. После монтажа напорной линии ее опрессовывают на давление, в 1,5 раза превышающее максимальное давление насоса. Всасывающая линия насосов должна быть из труб одного диаметра и возможно короче, чтобы меньше были гидравлические сопротивления.

Насосы следует устанавливать так, чтобы уровень раствора в приемном резервуаре был выше уровня всасывающих клапанов насоса (под залив); жидкость при этом должна поступать из приемного резервуара к цилиндрам насоса самотеком. На всасывающей линии устанавливают центробежный подпорный насос с подачей, равной максимальной подаче бурового насоса. Применение подпорного насоса способствует снижению колебаний давления в напорной линии, так как исключает возможность отрыва жидкости от поршня в момент всасывания. Кроме того, при наличии во всасывающей полости давления избыточные газ и воздух не выделяются в виде пузырьков во всасывающей полости цилиндра.

Установка подпорного насоса дает возможность повысить коэффициент наполнения бурового насоса. Для трехпоршневых

насосов с большим числом ходов установка подпорных насосов обязательна. К буровым насосам со всех сторон должен быть свободный доступ. Насосы монтируют на металлическом основании, поперечных полосах или брусках. Оси цилиндров насоса должны быть строго горизонтальны; клиноременная передача ограждена.

§ 9. ЭЛЕМЕНТЫ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО МАНИФОЛЬДА

Стояк представляет собой вертикально установленную трубу с изогнутым отводом в верхней части, к которому присоединяется гибкий буровой рукав для подачи раствора к вертлюгу. Распределительное устройство стояка соединяется с его нижней частью и напорным трубопроводом.

Предохранительный клапан, устанавливаемый на напорной линии насоса, служит для защиты гидравлической и трансмиссионной частей насоса и его привода от перегрузок при повышении давления в нагнетательном трубопроводе выше допустимого для установленного диаметра поршней насоса. На рис. VII.14 показан предохранительный клапан КП-250, выпускаемый ВЗБТ для насосов НБТ-600.

Клапан состоит из переходника 1, штока 3 с поршнем 2, демпфера 5 и кожуха 7. Шток 3 упирается в нож 8, удерживаемый стержнем 10. Последний проходит через отверстие в ноже 8 и втулках 9, запрессованных в корпусе 4. Семь отверстий в ноже соответствуют различным давлениям, при которых происходит срезание стержней и срабатывание клапана. Давления среза стержня указаны на табличке 6. При подъеме давления в трубопроводе выше установленного на 10—15% стержень срезается, шток с поршнем поднимается и демпфером 5 отбрасывается нож 8, а раствор сбрасывается в резервуар. Клапан рассчитан на давление до 25 МПа.

Компенсаторы (воздушные колпаки) устанавливают на всасывающей и нагнетательной линиях вблизи насоса для выравнивания пульсаций давления и подачи, возникающих при работе поршневого насоса с кривошипно-ползунным механизмом. В настоящее время используют диафрагменные компенсаторы.

Пневматические компенсаторы низкого ПК-20/4 и высокого ПК-40/250 давлений (рис. VII.15), выпускаемые ВЗБТ, представляют собой шаровидный корпус 2, полость которого разделена эластичной диафрагмой 3. Одна часть полости I заполнена газом под давлением, равным примерно половине рабочего. Вторая часть II сообщается с нагнетательной линией. Когда в линии нет давления, газ расширяется и заполняет весь объем компенсатора, а диафрагма 3 закрывает отверстие, связывающее полость компенсатора с напорной линией. При увеличении давления раствора газ в компенсаторе сжимается, диафрагма

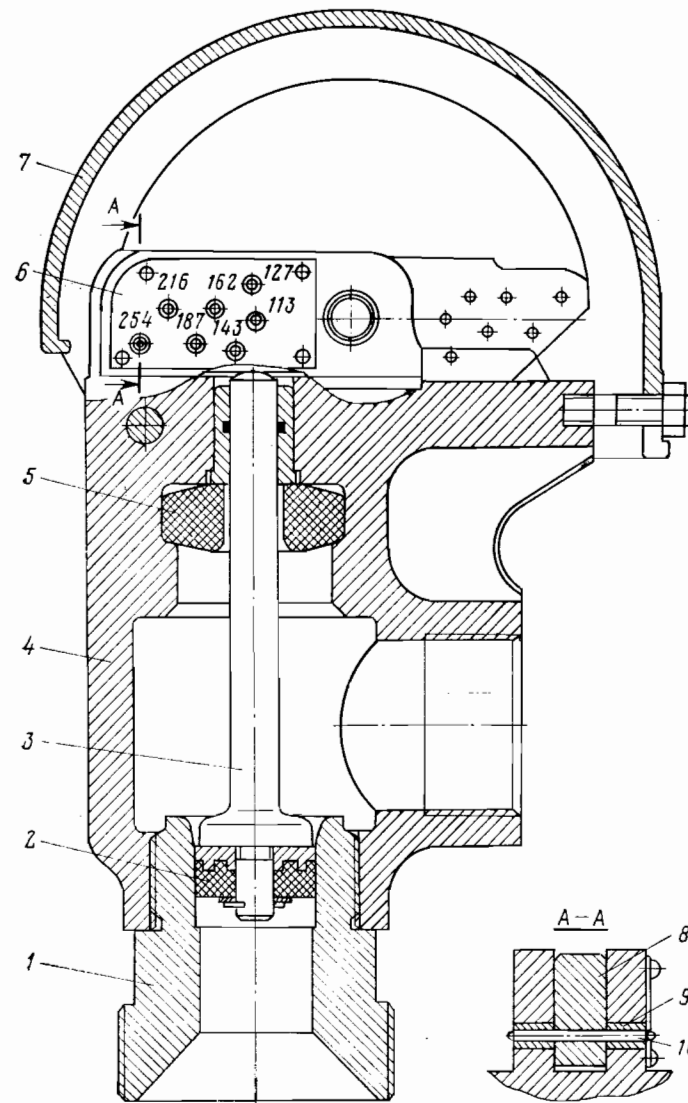


Рис. VII.14. Предохранительный клапан КП-250

отходит, и открывается отверстие, связывающее линию с полостью компенсатора, которая начинает заполняться буровым раствором.

При пульсациях давления в линии диафрагма перемещается и сжатый газ над ней то сжимается, то расширяется. Тем самым поддерживается более равномерное давление в линии. Это ко-

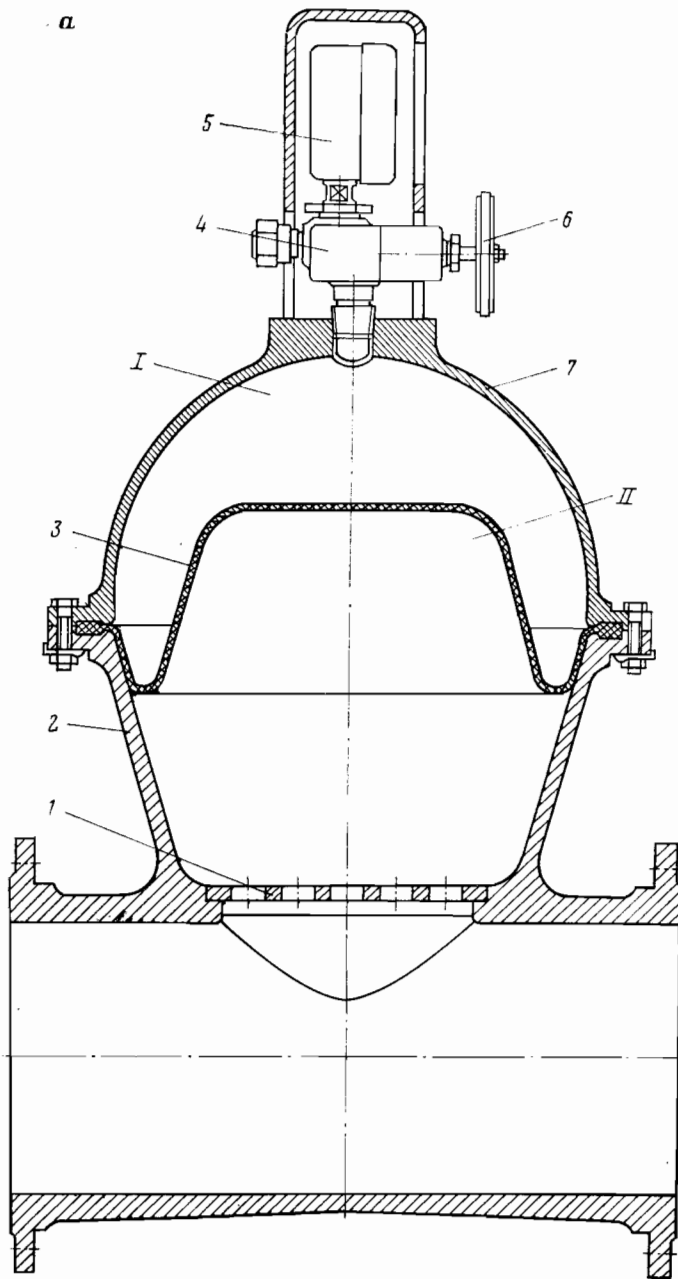
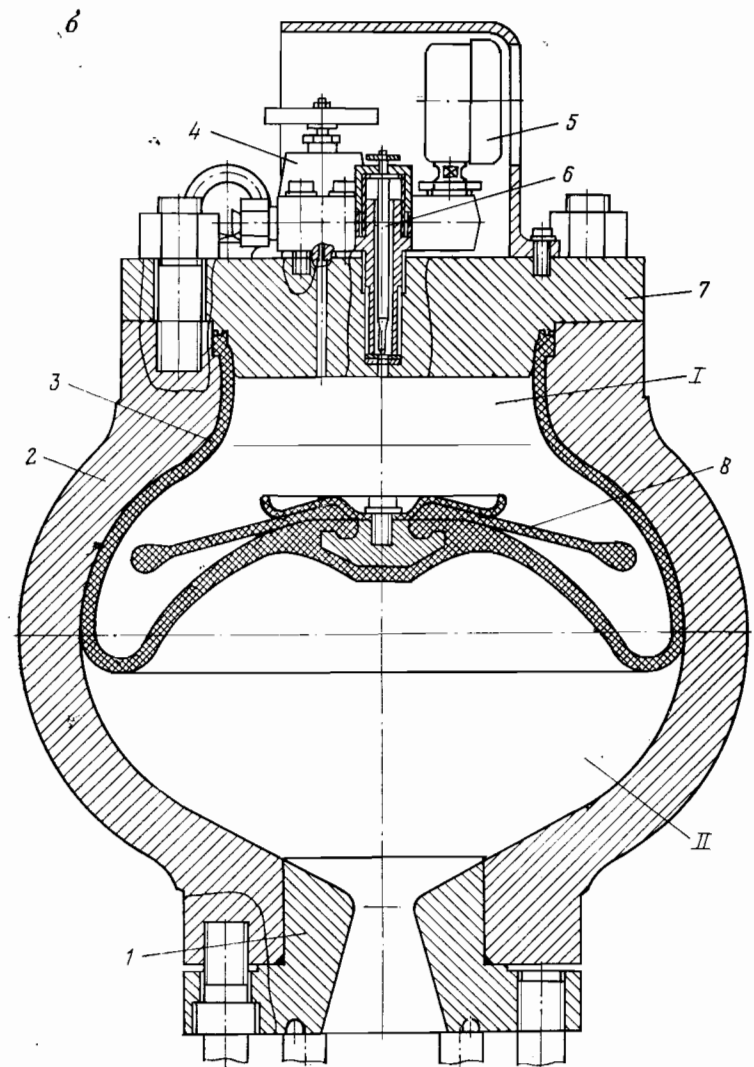


Рис. VII.15. Пневмокомпенсаторы буровых насосов:
a — всасывающий ПК-20/4; *б* — нагнетательный ПК-40/250; 1 — седло; 2 — корпус; 3 — диафрагма; 4 — вентиль; 5 — манометр; 6 — пробойник; 7 — крышка; 8 — стабилизатор



лебание давления считается приемлемым для буровых насосов, если коэффициент пульсации давления

$$\delta = (p_{\max} - p_{\min}) / p_{\text{ср}} = 0,05 \div 0,15,$$

где p_{\max} и p_{\min} — максимальное и минимальное давления газа в компенсаторе, соответствующие минимальному V_{\min} и максимальному V_{\max} объемам газа в полости; $p_{\text{ср}}$ — среднее давление

$$p_{\text{ср}} = (p_{\max} + p_{\min}) / 2.$$

Объем жидкости при пульсации

$$\Delta V = V_{\max} - V_{\min}.$$

Объем компенсатора V_k должен быть больше ΔV .

Приведенные на рис. VII.15 пневматические компенсаторы по конструктивному устройству мало отличаются. Напорный компенсатор имеет более прочный стальной литой корпус и более солидную диафрагму, снабженную стабилизатором 8. Когда в линии нет давления, диафрагма принимает форму внутренней полости компенсатора. Эти компенсаторы довольно хорошо выравнивают давление в линиях и достаточно надежны. Диафрагма при износе заменяется. Объем компенсатора заполняется газом через вентиль 4 от баллона до требуемого давления.

§ 10. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Центробежные насосы широко применяются в нефтяной промышленности для добычи и перекачки нефтепродуктов и жидкостей различных вязкостей и свойств. Они особенно эффективны при перекачке больших объемов при низких и средних давлениях (до 10 МПа), но используются для перекачки и при более высоких давлениях. В буровом оборудовании эти насосы применяют ограниченно, так как они не обладают свойством поднимать давление при малых подачах, необходимых при восстановлении циркуляции в скважине после остановок или при осложнениях в процессе бурения.

Их используют при вспомогательных работах таких, как нагнетание раствора в буровые поршневые насосы для улучшения их наполнения, перекачка растворов и воды при очистке или приготовлении буровых растворов.

Устройство и принцип действия

Центробежные насосы относятся к динамическим насосам, в которых перекачиваемая жидкость получает напор, создаваемый лопатками быстровращающегося рабочего колеса.

Буровой раствор засасывается из резервуара через приемный фильтр-сетку, предохраняющий насос от попадания в него посторонних предметов (рис. VII.16). Вал насоса 4 соединен с валом электродвигателя, приводящим его во вращение. Через всасывающий патрубок А жидкость поступает вдоль оси корпуса 1 насоса и попадает на лопатки 3 рабочего колеса, насаженного на вал 4. Находясь в межлопастных каналах вращающегося колеса, жидкость разгоняется, движется к его периферии и выходит в спиральный канал 2 корпуса. В этом канале скорость жидкости снижается, так как она преодолевает давление,

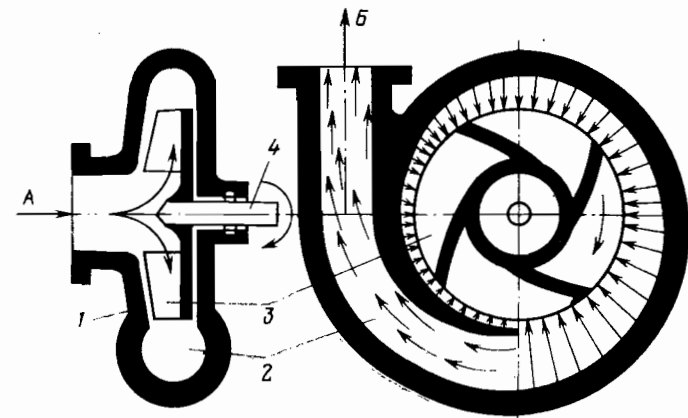


Рис. VII.16. Схема действия центробежного лопастного насоса

т. е. кинетическая энергия, приобретенная в роторе, преобразуется в энергию давления. Затем жидкость выходит из насоса через патрубок Б.

Теория центробежного насоса

Для того чтобы понять принцип действия рабочего колеса центробежного насоса, рассмотрим характер движения жидкости в межлопастных каналах колеса. В насосе стенки спирального канала корпуса неподвижны, и скорости потока жидкости относительно них являются абсолютными. Во вращающемся рабочем колесе целесообразно рассматривать относительное движение потока жидкости с построением треугольников скоростей (рис. VII.17).

В теории рабочего колеса рассматривают переносное движение — это вращение жидкости и колеса с угловой скоростью ω . Вектор окружной скорости колеса $u = \omega r$ перпендикулярен к радиусу r . Относительная скорость w — скорость протекания жидкости по отношению к вращающемуся колесу; она направлена по касательной к поверхности лопатки в точке ее приложения. Абсолютную скорость с частицы жидкости получают при движении, и она направлена по равнодействующей геометрически сложенных скоростей u и w . В направлении этой равнодействующей и будут выходить элементарные струйки жидкости из рабочего колеса. Таким образом, любую частицу жидкости, связанную с колесом, можно рассматривать как находящуюся в установившемся относительном движении.

Угол, образуемый вектором абсолютной скорости s и вектором окружной скорости u , обозначают α . Угол между касательной

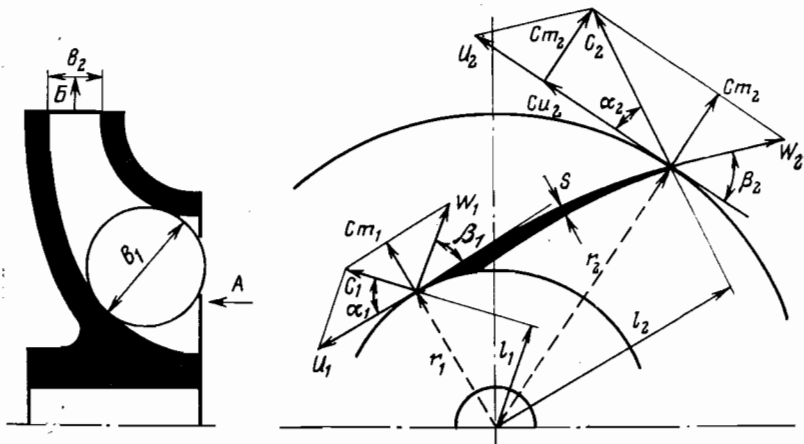


Рис. VII.17. Планы скоростей движения жидкости в каналах рабочего колеса

тельной к лопатке и касательной к окружности в направлении, обратном окружной скорости, обозначают β . Величина угла β определяет направление относительной скорости w .

Абсолютную скорость c можно рассматривать как результирующую двух скоростей: одну по направлению, совпадающую с окружной скоростью, т.е. проекцию скорости c на окружную скорость u , обозначаемую $c_u = c \cos \alpha$, и вторую меридиальную $c_m = c \sin \alpha$, направленную по радиусу r . Меридиальная скорость c_m — это скорость, с которой частицы жидкости проходят цилиндрическое сечение, имеющее радиус r и высоту b , равную расстоянию между дисками колеса (рис. VII.17). Скорости входа в патрубок A имеют индекс «1», а скорости выхода из патрубка B — индекс «2».

Окружная скорость при входе на лопатки колеса в (м/с)

$$u_1 = \pi D_1 n / 60.$$

Окружная скорость при выходе с лопаток (в м/с)

$$u_2 = \pi D_2 n / 60,$$

где D_1 и D_2 — внутренний и наружный диаметры рабочего колеса ($D_1 = 2r_1$; $D_2 = 2r_2$), м; n — частота вращения колеса, об/мин.

Поток жидкости в колесе рассматривается как движение элементарных струек, одинаковых между собой, а траектория движения частиц одинакова по очертанию с профилем элементарно тонких лопаток, как бы скользящих по ним. Тогда из треугольника скоростей (рис. VII.17) могут быть найдены значения относительных скоростей:

на выходе из колеса

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2; \quad (\text{VII.58})$$

на входе в колесо

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1. \quad (\text{VII.59})$$

Меридиальная скорость на выходе из колеса

$$c_{m2} = c_2 \sin \alpha_2. \quad (\text{VII.60})$$

Проекция скорости c_2 на вектор окружной скорости u_2

$$c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - c_m \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (\text{VII.61})$$

Давление, которое развивает центробежный насос, может быть найдено из закона количества движения. Количеством движения называется произведение массы $m = \rho Q$ на скорость c , где ρ — плотность жидкости, кг/м³; Q — расход жидкости, м³/с.

Тогда момент количества движения потока жидкости у входа в колесо

$$M_1 = \rho Q c_1 l_1,$$

момент количества движения у выхода из колеса

$$M_2 = \rho Q c_2 l_2,$$

где l_1 и l_2 — расстояния по перпендикуляру от центра колеса до направления векторов абсолютных скоростей c_1 и c_2 .

Изменения количества движения, произошедшие в потоке, в направлении его движения, будут равны разности моментов количества движения жидкости, вытекающей и поступающей в единицу времени

$$M = M_1 - M_2 = \rho Q (c_2 l_2 - c_1 l_1),$$

где $l_1 = r_1 \cos \alpha_1$; $l_2 = r_2 \cos \alpha_2$ (рис. VII.17).

Подставляя значения l_1 и l_2 в эту формулу и учитывая, что $c_1 \cos \alpha_1 = c_{u1}$ и $c_2 \cos \alpha_2 = c_{u2}$, получаем

$$M = \rho Q (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1). \quad (\text{VII.62})$$

Умножая обе части уравнения на угловую скорость колеса ω и подставляя значения $r_1 \omega = u_1$ и $r_2 \omega = u_2$, находим выражение мощности

$$N = M \omega = \rho Q (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}). \quad (\text{VII.63})$$

Так как мощность насоса $N = p_T Q$ (где p_T — давление, Па), то, деля обе части выражения (VII.63) на Q , будем иметь теоретическое давление, развиваемое центробежным насосом

$$p_T = \rho (u_2 c_2 - u_1 c_1). \quad (\text{VII.64})$$

Поскольку теоретическое давление $p_T = H_T \rho g$ (где H_T — теоретическая высота столба жидкости, м), то, разделив обе части выражения (VII.64) на ρ и g , получим уравнение работы центробежного насоса, или уравнение Эйлера

$$H_T = (u_2 c_2 - u_1 c_1) / g. \quad (\text{VII.65})$$

Если подставить в формулу (VII.64) значения u_1 и u_2 , то получим полезное давление, развиваемое насосом

$$p_H = \eta_0 \rho \omega (r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \quad (\text{VII.66})$$

(η_0 — гидравлический к. п. д. насоса).

Зависимость подачи, давления и мощности от частоты вращения колеса насоса

Подача насоса (в м³/с) с учетом сужения живого сечения колеса

$$Q = b_2 c_{m2} (\pi D_2 - z \delta_2), \quad (\text{VII.67})$$

где b_2 — ширина лопатки на выходе, м; c_{m2} — скорость выхода жидкости из колеса в меридиальном направлении, м/с; πD_2 — длина окружности колеса на выходе, м; $z \delta_2$ — сужение живого сечения колеса на выходе, м; z — число лопаток; δ_2 — толщина лопатки.

Из треугольника скоростей на выходе колеса (рис. VII.17) видно, что при изменении частоты вращения с n на n_1 при тех же углах α_2 и β_2 будут образованы новые треугольники скоростей, пропорциональные и подобные первому, тогда

$$\frac{u_2}{u'_2} = \frac{c_2}{c'_2} = \frac{\omega_2}{\omega'_2} = \frac{c_{m2}}{c'_{m2}} = \frac{c_{u2}}{c'_{u2}}. \quad (\text{VII.68})$$

Поскольку $u_2 = \pi D_2 n / 60$, то $u_2 / u'_2 = n / n_1$.

Так как в формуле (VII.67) все величины правой части постоянны, за исключением c_{m2} , которая пропорциональна расходу Q , то $Q / Q_1 = n / n_1$, т. е. подача насоса пропорциональна частоте вращения, а давление $p_H / p_{H1} = (n / n_1)^2$, т. е. давление, развиваемое насосом, пропорционально квадрату частоты вращения.

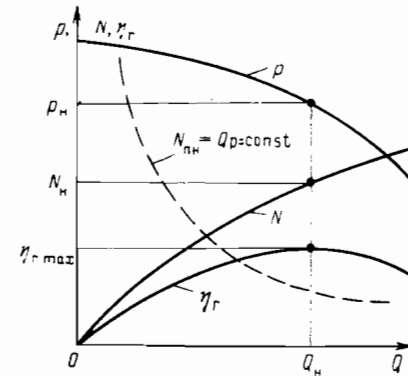
Мощность центробежного насоса

$$N / N_1 = Q p_H / Q_1 p_{H1} = (n / n_1)^3, \quad (\text{VII.69})$$

т. е. полезная мощность пропорциональна кубу частоты вращения.

На рис. VII.18 показана характеристика центробежного шламового насоса при постоянной частоте вращения колеса. Из графика видно, что наибольшее давление p насос развивает при закрытой задвижке, т. е. при $Q = 0$. По мере снижения сопротивления на выходе из насоса его подача увеличивается, дав-

Рис. VII.18. Характеристика центробежного насоса



ление p снижается вследствие возрастания гидравлических потерь. Мощность и гидравлический к. п. д. насоса η_p сначала возрастают, а затем начинают снижаться. Номинальные подачу Q_H , мощность N_H и давление p_H выбирают в зоне максимального к. п. д. η_{max} .

На графике для сравнения приведена кривая $Q-p$ бурового поршневого насоса при постоянной мощности $N_{пн} = Qp = \text{const}$.

Так как при бурении подача бурового раствора меняется, то номинальная подача центробежного насоса Q_H должна быть не ниже наибольшей подачи бурового насоса.

Эксплуатация центробежных насосов

Центробежный насос может работать только, если он заполнен жидкостью, поэтому его следует устанавливать ниже уровня жидкости. В тех случаях когда насос расположен выше уровня жидкости, перед пуском его необходимо заполнить, для чего в центробежных насосах предусматривают заливные отверстия. При нормальной работе эти насосы обычно работают с постоянной частотой вращения и постоянной подачей при практически постоянном давлении.

Подачу можно регулировать с помощью задвижки, устанавливаемой на выходе. При полном закрытии задвижки насос развивает более высокое давление. Остановка насоса осуществляется выключением его привода. Если не нужно сливать жидкость из его напорной линии, то необходимо закрыть задвижку на выходе.

Уход за центробежным насосом заключается в подтяжке сальника и смазке подшипников. Следует обращать внимание на герметичность всасывающей линии. Если происходит подсос воздуха, то насос не будет развивать требуемых давления и подачи.

Контрольные вопросы к гл. VII

1. Функции циркуляционной системы буровой установки.
2. Схема циркуляционной системы.
3. Параметры, характеризующие гидравлическую систему циркуляции раствора.
4. Подача насосов при бурении скважины.
5. Давление буровых насосов при проходке различных интервалов скважины.
6. Потери давления при прокачке бурового раствора через бурильные трубы.
7. Принцип действия насосов одностороннего и двустороннего действия.
8. Устройство насосов одностороннего и двустороннего действия.
9. Фактическая подача насоса и ее отличие от идеальной подачи.
10. Пульсация подачи раствора в насосах с кривошипно-ползунным механизмом.
11. Расположение кривошипов на коренных валах насосов, обеспечивающие снижение пульсации подачи.
12. График мгновенной подачи насосов одностороннего действия трехкамерных и двойного действия четырехкамерных.
13. Основные требования к буровым насосам.
14. Конструкция трехпоршневого бурового насоса одностороннего действия.
15. Конструкция двухпоршневого насоса двустороннего действия.
16. Параметры буровых приводных насосов.
17. Устройство гидравлической части бурового насоса и ее основные элементы.
18. Определение мощности и числа насосов, необходимых на буровой установке.
19. Определение диаметров поршня и цилиндрической втулки и числа ходов насоса для бурения определенного интервала скважины.
20. Схема обвязки буровых насосов и элементы, входящие в нее.
21. Устройство и принцип действия центробежного подпорного насоса.

ГЛАВА VIII

ВЕРТЛЮГИ И БУРОВЫЕ РУКАВА

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ И СХЕМЫ

Вертулюг — промежуточное звено между поступательно перемещающимся талевым блоком с крюком, буровым рукавом и вращающейся бурильной колонной, которая при помощи замковой резьбы соединяется через ведущую трубу со стволом вертулюга. Для обеспечения подачи бурового раствора или газа перемещающийся вертулюг соединен с напорной линией при помощи гибкого бурового рукава, один конец которого крепится к отводу вертулюга, а второй — к стояку на высоте, несколько большей половины его длины. На рис. VIII.1 показана схема расположения вертулюга в буровой при бурении.

Вертулюг обеспечивает возможность свободного вращения бурильной колонны при невращающихся корпусе и талевой си-

стеме. Он подвешен на ее крюке и выполняет функции сальника для подачи внутрь вращающейся колонны бурового раствора, закачиваемого насосами по гибкому рукаву.

На рис. VIII.2 показана принципиальная схема вертулюга для бурения глубоких скважин. Основная вращающаяся его деталь — полый ствол 1, воспринимающий вес бурильной колонны. Ствол, смонтирован в корпусе 3 на радиальных 4 и 7 и упорных 5 и 6 подшипниках, снабжен фланцем, передающим вес колонны через главную опору 5 на корпус 3, подвешенный к крюку на штропе 12. Опоры ствола фиксируют его положение в корпусе, препятствуют осевым, вертикальным и радиальным перемещениям и обеспечивают устойчивое положение и легкость вращения.

Вес корпуса вертулюга со шлангом, осевые толчки и удары колонны снизу вверх воспринимаются вспомогательной опорой 6. Ствол вертулюга — ведомый элемент системы. При принятом в бурении нормальном направлении вращения бурильной колонны (по часовой стрелке, если смотреть сверху на ротор) ствол и все детали, связанные с ним, во избежание самоотвинчивания имеют левые резьбы. Штроп 12 крепится к корпусу на осях 16, смонтированных в приливах корпуса. Приливы имеют форму карманов, которые ограничивают угол поворота штропа (~40°) для установки его в положение, удобное для захвата крюком, когда вертулюг с ведущей трубой находится в шурфе.

К крышке корпуса 15 прикреплен отвод 13, к которому присоединяется буровой рукав 14. Буровой раствор поступает из рукава через отвод в присоединенную к нему напорную трубу 9, из которой он попадает во внутренний канал ствола вертулюга. Зазор между корпусом напорного сальника 10 и напорной трубой 9 уплотнен сальником 11, обеспечивающим герметичность при больших рабочих давлениях бурового раствора.

Напорный сальник 11 во время роторного бурения эксплуатируется в тяжелых условиях, срок его службы (50—100 ч) во много раз меньше, чем остальных деталей вертулюга, поэтому он выполняется быстросменным. В верхней и нижней частях корпуса вертулюга для уплотнения зазора между корпусом и вращающимся стволом устанавливаются самоуплотняющиеся манжетные сальники 2 и 8, которые предохраняют от вытекания масла из корпуса и попадания в него снаружи влаги и грязи.

В вертулюгах есть устройства для заливки, спуска масла и контроля его уровня, а также сапун для уравнивания с атмосферным давлением паров внутри корпуса, создающегося при нагреве в процессе работы. Это устройство не пропускает масло при транспортировке вертулюга в горизонтальном положении.

Типоразмер вертулюга определяется динамической нагрузкой, которую он может воспринимать в процессе вращения буриль-

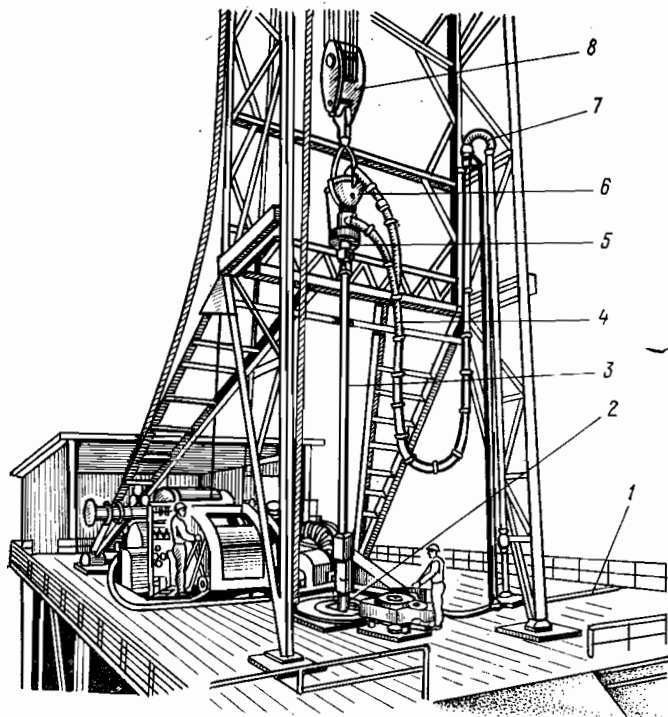


Рис. VIII.1. Схема расположения вертлюга в буровой:

1 — пол буровой; 2 — ротор; 3 — ведущая труба; 4 — буровой рукав; 5 — вращатель ведущей трубы; 6 — вертлюг; 7 — стойк; 8 — крюкблок

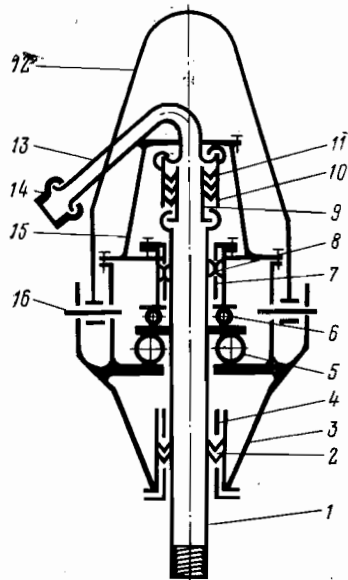


Рис. VIII.2. Принципиальная схема вертлюга

Таблица VIII.1
Техническая характеристика вертлюгов

Параметры	ВЗБТ		ПО «Уралмаш»		
	БУ-1600	БУ-2500	УВ-250МА	УВ-320МА	УВ-450МА
Допускаемая нагрузка, МН:					
статическая	1	1,6	2,5	3,2	4,5
при частоте вращения ствoла 100 об/мин	0,75	1,2	1,6	2,0	3,0
Условная глубина бурения, м	1600	2500	4000	5000	6500
Максимальная частота вращения ствoла, об/мин	300	300	300	300	200
Наибольшее давление прокачиваемой жидкости, МПа	20	25	25	32	40
Диаметр ствoла, мм	60	70	75	75	75
Вместимость масляной ванны, м ³	0,04	0,045	0,070	0,07	0,09
Высота (без диаметра штропа), м	1,7	2,6	2,75	2,86	3,10
Масса сухого вертлюга, т	0,7	1,2	2,2	2,98	3,99

ной колонны, допустимой статической нагрузкой и частотой вращения, предельным рабочим давлением прокачиваемого бурового раствора, массой и габаритными размерами. Каждый вертлюг имеет стандартную левую коническую замковую резьбу для присоединения к ведущей трубе двух-трех размеров. Корпус вертлюга выполняется обтекаемой формы для того, чтобы он не цеплялся за детали вышки при перемещениях. Вертлюги приспособлены к транспортировке любыми транспортными средствами без упаковки.

В табл. VIII.1 приведены основные параметры вертлюгов по ГОСТ 25361—82 и СТ СЭВ 3036—82.

§ 2. КОНСТРУКЦИИ ВЕРТЛЮГОВ

По конструкции вертлюги для бурения глубоких скважин, изготавливаемые отечественными заводами, отличаются мало. Рассмотрим конструкцию вертлюга УВ-250МА (рис. VIII.3). Он состоит из литого стального корпуса 5 с двумя карманами для присоединения к нему штропа 11 при помощи пальцев. Внутренняя полость корпуса разделена по высоте горизонтальной перемычкой, служащей опорной поверхностью основной опоры ствoла, усиленной для жесткости вертикальными ребрами. Эта перемычка имеет кольцевую площадку, на которую устанавливается основной опорный подшипник 4.

Над основной опорой в корпусе находятся вспомогательный упорный подшипник 6, воспринимающий усилия, которые возникают вдоль оси от ротора к вертлюгу, и верхний радиальный

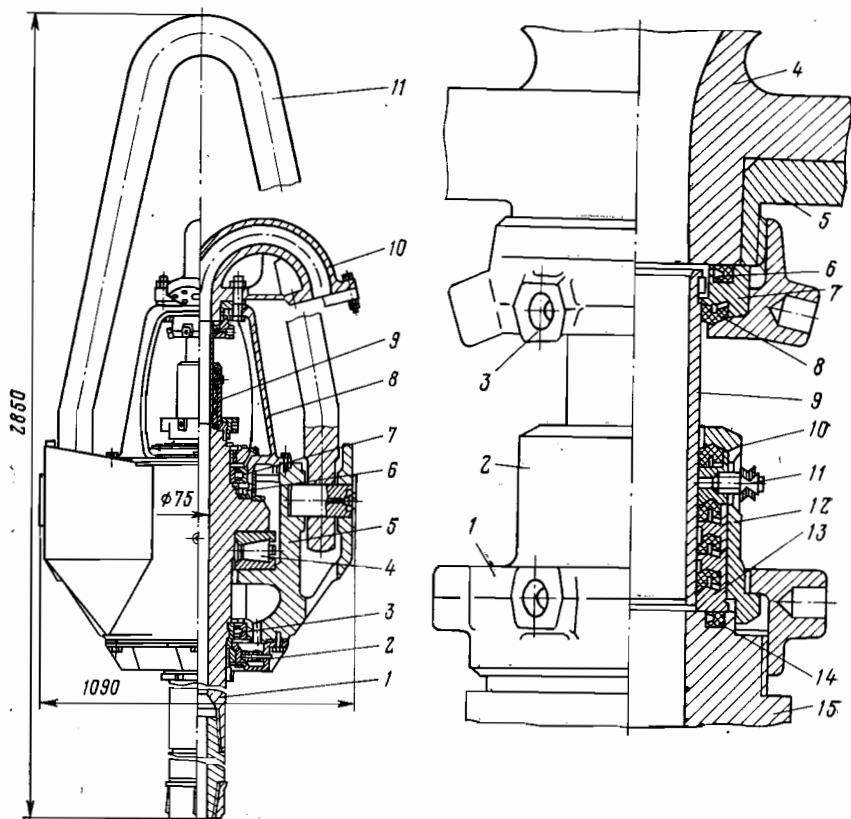


Рис. VIII.3. Вертлюг УВ-250МА Рис. VIII.4. Быстросъемный напорный сальник вертлюга

подшипник 7. Второй радиальный подшипник 3, центрирующий ствол вертлюга 1, расположен в нижней части корпуса. Ствол вертлюга 1 с вращающимися элементами подшипников 3, 4, 6 и 7 и верхним напорным сальником 9 составляют группу вращающихся деталей вертлюга.

Сверху корпус вертлюга имеет круглое отверстие. Это отверстие закрывается крышкой с кронштейном 8, к которому крепится подвод 10. В крышке 8 установлено верхнее сальниковое уплотнение корпуса, а нижнее уплотнение 2 крепится к нижней части корпуса. Этот сальник служит для предупреждения утечки масла из корпуса вертлюга в процессе работы.

Верхний радиальный 7 и упорный 6 подшипники малонагружены и смазываются консистентной смазкой, для чего в крышке предусмотрена пресс-масленка. Главная опора и нижний ра-

диальный подшипник смазываются жидкой смазкой, которой наполнена масляная ванна корпуса. Жидкое масло служит не только для смазки, но и для отвода тепла, выделяющегося в подшипниках. Надо иметь в виду, что при прокачке через вертлюг бурового раствора с высокой температурой масло в ванне вертлюга нагревается и добавочное тепло трения приводит к повышению температуры выше допустимой (иногда более 100 °С).

Применение быстросъемного напорного сальника значительно упростило и ускорило его замену, а конструкция ствола стала проще и меньшей длины. Практика эксплуатации показывает, что применение большого числа манжет в сальнике не увеличивает срок службы уплотнения вертлюга, так как происходит перегрев манжет и их разрушение вследствие плохого теплоотвода. Оптимальным является использование двух-трех рабочих манжет. В зависимости от конструкции уплотнение осуществляется либо первой, либо последней манжетой, при выходе из строя которой начинает работать вторая манжета и т. д.

Быстросъемное напорное уплотнение (рис. VIII.4), применяемое в вертлюге УВ-250МА, обеспечивает подачу в ствол вертлюга бурового раствора под давлением до 25 МПа. Раствор от подвода 4 вертлюга поступает через напорную трубу 9, расположенную в стволе 15 вертлюга. Эта труба жестко не закреплена и является как бы плавающей. На ее верхнем конце установлена шпонка, входящая в паз кольца 7, неподвижно прикрепленного верхней нажимной гайкой 3 к втулке 5.

Зазоры между подводом 4, кольцом 7 и трубой 9 уплотнены торцевой 6 и радиальной 8 манжетами. Необходимое нажатие на уплотнения создается верхней нажимной гайкой 3 навинчиванием ее на втулку 5. Нижнее вращающееся уплотняющее устройство состоит из стакана 2, прижатого нижней нажимной гайкой 1 к торцу ствола 15 вертлюга. В стакане размещены четыре самоуплотняющиеся манжеты 10, разделенные между собой кольцами 12, создающими камеры, ограничивающие деформацию манжет под давлением прокачиваемого раствора.

Для уменьшения трения и износа трубы 9 и манжет 10 в манжетные камеры периодически закачивают ручным насосом через пресс-масленку 11 консистентную смазку. Верхняя манжета служит для удержания смазки при закачке, а нижние три манжеты уплотняют зазоры между трубой 9, кольцами 12 и грундбуксой 13, нижний торец которой уплотнен торцевой манжетой 14. Необходимое нажатие на элементы сальника осуществляется нижней нажимной гайкой 1.

Уплотнительные манжеты сальника изготовляют из маслостойких резин или резиноасбестовых композиций, или пластмасс полиуретановой группы. Напорные трубы изготовляют из низколегированных цементуемых сталей марок 12ХН2А, 20ХН3А

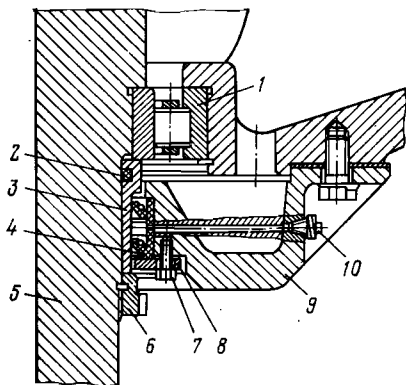


Рис. VIII.5. Нижнее уплотнение масляной ванны вертлюга

и др. Наружная поверхность труб подвергается термохимической обработке для создания слоя толщиной 1,5—3 мм твердостью 56—62 HRC. Наружная поверхность подвергается высокоточной механической обработке, полируется или выглаживается роликом для уменьшения шероховатости.

Нижнее уплотнение масляной ванны вертлюга (рис. VIII.5) служит для предохранения утечки смазки при вращении вертикально расположенного ствола вертлюга. Уплотняющее устройство состоит из двух манжет 4, смонтированных в нижней части крышки 9 корпуса вертлюга. Кольцо 8 при помощи болтов 7 нажимает на манжеты 4, которые прилегают к наружной поверхности втулки 3, надетой на ствол 5 вертлюга. Втулка 3, упирающаяся в кольцо подшипника 1, крепится на стволе 5 гайкой 6 и уплотняется резиновым кольцом 2. В полость между манжетами 4 подается через пресс-масленку 10 консистентная смазка, предохраняющая вытекание масла из ванны. Втулка 3 предохраняет от износа поверхность ствола, а при износе ее меняют.

В нижней крышке корпуса предусмотрена отстойная зона, куда через отверстия в корпусе попадают с маслом продукты износа. С боку в нижней части крышки предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой, через которую периодически спускают масло из ванны вертлюга.

Ствол вертлюга — наиболее нагруженная деталь. На него действуют растягивающая сила от веса бурильной колонны, изгибающий момент и внутреннее давление раствора. Нижний конец ствола имеет левую внутреннюю замковую резьбу по ГОСТ 5286—75, служащую для соединения через предохранительный переводник с ведущей трубой. Стволы изготавливают из конструкционных низколегированных сталей марок 40X, 40XH, 38XГН и др. Ствол подвергается закалке с отпуском до твердости 280—320 НВ.

На опоры ствола вертлюга действуют в основном осевые нагрузки: главная опора воспринимает вес бурильной колонны, а радиальные подшипники центрируют подвешенный на крюке вертлюг и воспринимают нагрузки, создаваемые его весом и частью веса прикрепленного к нему гибкого шланга.

В качестве главной опоры в вертлюгах применяют упорные

или радиально-упорные подшипники. В тяжело нагруженных вертлюгах для бурения глубоких скважин используют роликоподшипники с коническими, бочкообразными и цилиндрическими роликами. Эти подшипники применяют при частоте вращения не более 100 об/мин, так как цилиндрические ролики работают с проскальзыванием, что приводит к их износу.

В вертлюгах для геологоразведочного бурения скважин небольшой глубины и при легких бурильных колоннах используют радиально-упорные или радиальные шарикоподшипники, для вспомогательных опор вертлюгов обычно — упорные шариковые или конические роликоподшипники стандартных серий.

§ 3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ВЕРТЛЮГА

Детали, передающие вес бурильной колонны (штропы, пальцы, корпуса и др.), рассчитывают на статическую прочность аналогично деталям талевой системы. Ствол вертлюга рассчитывают на статическую прочность и выносливость, как элемент, подверженный действию циклических нагрузок.

Главная опора вертлюга рассчитывается по динамической грузоподъемности подшипника при действии приведенной эквивалентной нагрузки, под которой понимается условная постоянная нагрузка, обеспечивающая ту же долговечность, какую имеет подшипник при действии переменных во времени нагрузок.

При расчете подшипника сначала определяют эквивалентную расчетную нагрузку P_a , действующую на главную опору вертлюга:

для упорных однорядных подшипников

$$P_a = F_a f_a, \quad (\text{VIII.1})$$

где F_a — постоянная по величине и направлению осевая нагрузка, Н; $f_a = k_t k_6 k_k k_s$ — коэффициент динамического нагружения, учитывающий безопасность и надежность работы вертлюга; k_t — температурный коэффициент ($k_t = 1$ при $t = 100^\circ\text{C}$); $k_6 = 1,4 \div 1,8$ — коэффициент безопасности; $k_k = 1$ — кинематический коэффициент для упорных подшипников при осевой нагрузке; $k_s = 0,6 \div 0,7$ — коэффициент эквивалентности нагрузки.

Динамическую нагрузку, действующую на ствол вертлюга в процессе бурения скважины при вращении колонны, можно принять равной $P_{вд}$

$$F_a = P_{вд} = \left(1 - \frac{\rho_p}{\rho_T}\right) (\sum q_i l_i + G_{ки}) - P_d + \rho_p \frac{\pi d^2 b}{4}, \quad (\text{VIII.2})$$

где ρ_p и ρ_T — плотности соответственно бурового раствора и материала труб бурильной колонны, кг/м^3 ; q_i — вес 1 м труб с учетом веса высаженной части и замков, Н; l_i — длина труб одинакового веса, м; $G_{ки}$ — вес прочих элементов, составляющих бурильную колонну, Н; P_d — расчетная нагрузка на долото, Н;

p_p — расчетное давление жидкости, Па; d_b — диаметр отверстия напорного сальника вертлюга, м. Тогда

$$P_a = P_{вд} k_T k_G k_K k_3; \quad (\text{VIII.3})$$

для упорно-радиальных подшипников

$$P_a = (x F_r + y F_a) k_T k_G k_K k_3, \quad (\text{VIII.4})$$

где F_a и F_r — постоянные по величине и направлению осевая и радиальная нагрузки соответственно, Н; x и y — коэффициенты соответственно радиальной и осевой динамических нагрузок.

Базовая долговечность подшипника (ресурс) — число оборотов

$$L_{10} = (C_a / P_a)^p 10^6, \quad (\text{VIII.5})$$

где C_a — динамическая грузоподъемность, МН; p — степенной показатель, для шарикоподшипников $p=3$, для роликоподшипников $p=3,33$.

Долговечность подшипника (в ч)

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_a}{P_a} \right)^p = \frac{L_{10}}{60n} \quad (\text{VIII.6})$$

(n — частота вращения, об/мин).

Базовая статическая грузоподъемность опоры вертлюга должна быть больше разрывной прочности R_T применяемых буровых труб

$$C_{oa} = f_s R_T, \quad (\text{VIII.7})$$

где f_s — коэффициент надежности подшипника при статическом нагружении.

Динамическая грузоподъемность C_a и статическая грузоподъемность C_{oa} указаны в каталогах или технических условиях на подшипники.

Пример VIII.1. Определить сколько скважин глубиной $L_c = 4000$ м можно пробурить с использованием вертлюга УВ-250МА до исчерпания ресурса главной опоры. Дано: буровая колонна состоит из 114-мм труб, вес 1 м буровых труб $q = 300$ Н/м; $l_{убт} = 300$ м; $q_{убт} = 1780$ Н/м; плотность бурового раствора $\rho_p = 1,1$ г/см³; $P_a = 200$ кН; $P_p = 18$ МПа; $d_b = 0,1$ м; $n_{бк} = 100$ об/мин — расчетная частота вращения буровой колонны; $v_{б,ср} = 10$ м/ч — средняя механическая скорость бурения; $C_{oa} = 8,27$ МН — статическая грузоподъемность подшипника № 889752 вертлюга; $C_a = 3,51$ МН; $R_T = 1620$ кН — сдвигающая нагрузка буровых труб марки Е; $k_3 = 0,7$.

Решение.

Расчетная динамическая нагрузка на опору по уравнению (VIII.2)

$$F_a = P_{вд} = \left(1 - \frac{1,1}{7,85} \right) (3700 \cdot 0,3 + 300 \cdot 1,78) - 200 + 18 \cdot 10^3 \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 1360 \text{ кН или } 1,36 \text{ МН.}$$

Расчетная эквивалентная нагрузка, действующая на главную опору, из выражения (VIII.3)

$$P_a = P_{вд} k_T k_G k_K k_3 = 1360 \cdot 1 \cdot 1,7 \cdot 0,7 \cdot 1 = 1620 \text{ кН}$$

или 1,62 МН.

Здесь $k_T = 1$; $k_G = 1,7$; $k_K = 1$ — кинематический коэффициент для упорного подшипника при действии только осевой нагрузки и одинаковых условиях работы обоих колес.

Суммарное число оборотов, которое может сделать подшипник главной опоры за весь срок службы при расчетной нагрузке

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_a} \right)^p 10^6 = \left(\frac{3,51}{1,62} \right)^{3,33} \cdot 10^6 = 13,5 \cdot 10^6 \text{ оборотов.}$$

Суммарное число оборотов, которое сделает буровая колонна за время бурения заданной скважины

$$L_k = \frac{60 L_c n_{бк}}{v_{б,ср}} = \frac{60 \cdot 4000 \cdot 100}{10} = 2,4 \cdot 10^6 \text{ оборотов.}$$

Число скважин в аналогичных условиях, которое может быть пробурено с использованием одного вертлюга УВ-250МА.

$$z = L_{10} / L_k = 13,5 \cdot 10^6 / 2,4 \cdot 10^6 \approx 5,6 \text{ скважин.}$$

§ 4. БУРОВЫЕ РУКАВА

Буровые гибкие рукава предназначены для подвода от стояка к вертлюгу бурового раствора или газа. В буровых установках для бурения глубоких скважин применяют оплеточные буровые рукава (рис. VIII.6) внутренним диаметром от 38 до 76 мм, рассчитанные на динамическое давление до 20 МПа. Буровые рукава этого типа изготавливают из нескольких слоев

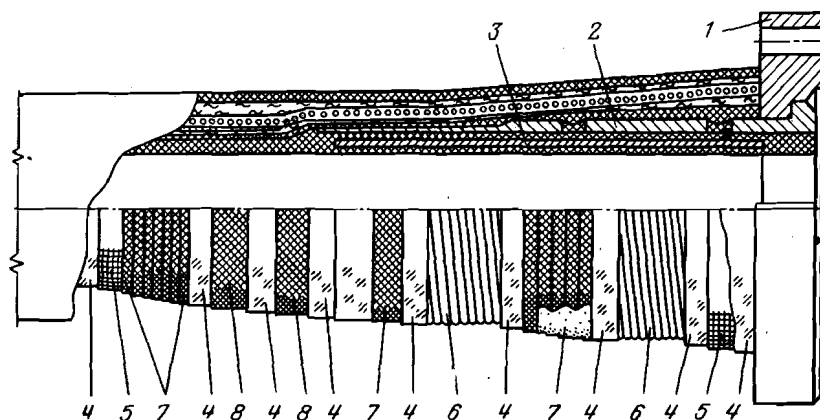


Рис. VIII.6. Буровой рукав с фланцем АТП-4С:

1 — фланец; 2 — труба; 3 — втулка; 4 — резина; 5 — бреккер; 6 — оплетка спиральная из стальной проволоки; 7 — корд; 8 — металлическая плетенка

резины, спиральной оплетки из стальной проволоки, тросов, корда и металлической оплетки.

Резиновые слои обеспечивают герметичность, гибкость и плотность между отдельными слоями оплеток. Металлические оплетки обеспечивают прочность и гибкость. Внутренний и наружный слои изготавливают из нефте-маслостойких резин или пластмасс. На внутреннюю как бы резиновую трубу наложен бреккер, затем несколько слоев корда, после чего следуют две обмотки из металлической плетенки, снизу и сверху каждого слоя проложены слои резины, обеспечивающие монолитность. После плетенки следуют два силовых слоя спиральной оплетки из металлической проволоки или троса, между которыми находятся слои резины.

Для соединения со стояком и отводом вертлюга на обоих концах рукава привулканизированы металлические трубы с буртом, к которым присоединены фланцы или патрубки, составляющие с рукавом как бы одно целое. Для обеспечения безопасности вдоль гибкого рукава укрепляют трос, соединенный с вертлюгом и вышкой.

Техническая характеристика буровых оплеточных рукавов

Диаметр, мм:				
внутренний	38	50	65	76
наружный	58	73,2	96,8	107,6
Динамическое давление, МПа	20	15	20	20
Масса 1 м рукава, кг	3,02	3,85	8,06	9,42

Буровые рукава поставляются длиной до 18 м.

В буровых установках для геологоразведочного бурения при меньших давлениях бурового раствора и подачах применяют резиновые рукава высокого давления внутренним диаметром от 25 до 50 мм, рассчитанные на давление 14 МПа при диаметре 25 мм и на 4 МПа при диаметре 50 мм. Длина рукавов до 10 м. Рукава поставляются без присоединительных устройств и крепятся к стояку или насосу и вертлюгу различными зажимными приспособлениями.

§ 5. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВЕРТЛЮГОВ И БУРОВЫХ РУКАВОВ

От правильной эксплуатации вертлюга и бурового рукава во многом зависит длительность безотказной работы буровой установки в процессе бурения скважины.

Перед пуском вертлюга в эксплуатацию необходимо проверить:

крепление рукава к отводу и отвода к крышке, крепление напорного сальника;

состояние присоединительных резьб ствола вертлюга и предохранительного переводника; резьбы не должны иметь повреждений;

легкость вращения ствола вертлюга, который должен вращаться от усилия, приложенного одним рабочим к ключу с плечом 1 м;

уровень масла в корпусе и в случае необходимости долить в соответствии с инструкцией.

Новый вертлюг должен быть предварительно обкатан при небольшой нагрузке в течение 1—1,5 ч. При обкатке нагрузку следует повышать постепенно, пока оператор не убедится, что вертлюг работает исправно.

В период эксплуатации надо периодически проверять температуру корпуса вертлюга (на ощупь при спуске вертлюга) и состояние масла в корпусе. Если масло загрязнено и вертлюг нагревается выше 70 °С, то масло следует слить, ванну корпуса промыть керосином или чистым веретенным маслом, нагретым до 80—100 °С, после чего залить свежее масло и заправить консистентной смазкой. При пропуске масла нижним сальником надо зашприцевать консистентную смазку, если течь масла не прекратится, то сменить манжету сальника. При пропусках бурового раствора напорным сальником необходимо закачать консистентную смазку, остановив прокачку раствора, если течь не прекратится, заменить сальник исправным, который должен быть заранее подготовлен. При пропусках бурового раствора в присоединительных резьбах ствола и предохранительного переводника заменить переводник или вертлюг. Ежедневно проверять затяжку крепежных деталей.

Вертлюг необходимо смазывать в соответствии с заводской инструкцией.

В табл. VIII.2 приведена примерная карта смазки вертлюга.

Общее состояние вертлюга и бурового рукава проверяют ежедневно. Если обнаруживают неисправность, ее необходимо

Таблица VIII.2
Карта смазки вертлюга

Место смазки	Период смазки		Рекомендации
	зима	лето	
Все ролико- и шарикоподшипники опор вертлюга	Масло цилиндрическое 11 (ОСТ 380187—75)	Масло авиационное МС-14 (ГОСТ 21793—76)	Масло заливать через отверстие в крышке. Верхний и нижний уровни контролировать стержнем. Смена масла через 3 мес, пополнение по мере надобности
Пальцы штропа, нижнее и верхнее уплотнение и напорный сальник	Смазка универсальная, среднетемпературная УС-3 (ГОСТ 1033—79)	То же	Смазывать ручным насосом через пружинные масленки 1 раз в смену по 20—50 г

немедленно устранить. При невозможности устранения неисправности буровой вертлюг направляют на ремонт, а рукав заменяют новым.

При транспортировке вертлюга отверстия в переводнике ствола и отводе должны быть закрыты пробками во избежание попадания внутрь отверстий грязи и посторонних предметов. Замковая резьба переводника должна быть защищена от повреждений предохранительным переводником.

Буровые рукава при перевозках следует оберегать от повреждений. Хранить рукава длительное время необходимо в темном и прохладном помещении. Длительное пребывание рукава на солнечном свете или при низких температурах приводит к его преждевременному старению.

Контрольные вопросы к гл. VIII

1. Назначение и функции бурового вертлюга.
2. Опишите схему вертлюга для бурения глубоких скважин.
3. Типоразмеры вертлюгов.
4. Требования, предъявляемые к конструкциям вертлюгов.
5. Принцип работы быстросъемного напорного уплотнения.
6. Подшипники, применяемые в вертлюгах и воспринимаемые ими нагрузки.
7. Роль смазки в вертлюге и сроки ее смены.
8. Основные правила эксплуатации вертлюгов.

ГЛАВА IX

ПРИВОДЫ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Приводом буровой установки называется совокупность двигателей и регулирующих их работу трансмиссий и устройств, преобразующих тепловую или электрическую энергию в механическую, управляющих механической энергией и передающих ее исполнительному оборудованию — насосам, ротору, лебедке и др. Мощность привода (на входе в трансмиссию) характеризует основные его потребительские и технические свойства и является классификационным (главным) параметром.

В зависимости от используемого первичного источника энергии приводы делятся на автономные, не зависящие от системы энергоснабжения, и неавтономные, зависящие от системы энергоснабжения, с питанием от промышленных электрических сетей. К автономным приводам относятся двигатели внутреннего сгорания (ДВС) с механической, гидравлической или электроприводной. К неавтономным приводам относятся: электродвигатели постоянного тока, питаемые от про-

мышленных сетей переменного тока через тиристорные выпрямительные станции управления; электродвигатели переменного тока с гидравлической либо электродинамической трансмиссией или регулируемые тиристорными системами.

В соответствии с кинематикой установки привод может иметь три основных исполнения: индивидуальный, групповой и комбинированный или смешанный.

Индивидуальный привод — каждый исполнительный механизм (лебедка, насос или ротор) приводится от электродвигателей или ДВС независимо друг от друга. Более широко этот вид привода распространен с электродвигателями. При его использовании достигается высокая маневренность в компоновке и размещении бурового оборудования на основаниях при монтаже.

Групповой привод — несколько двигателей соединены суммирующей трансмиссией и приводят несколько исполнительных механизмов. Его применяют при двигателях внутреннего сгорания,

Комбинированный привод — использование индивидуального и группового приводов в одной установке. Например, насосы приводятся от индивидуальных двигателей, а лебедка и ротор от общего двигателя. Во всех случаях характеристики привода должны наиболее полно удовлетворять требуемым характеристикам исполнительных механизмов.

Потребителями энергии буровой установки являются:

в процессе бурения — буровые насосы, ротор (при роторном бурении), устройства для приготовления и очистки бурового раствора от выбуренной породы; компрессор, водяной насос и др.;

при спуске и подъеме колонны труб — лебедка, компрессор, водяной насос и механизированный ключ.

Приводы также делятся на главные (приводы лебедки, насосов и ротора) и вспомогательные (приводы остальных устройств и механизмов установки). Мощность, потребляемая вспомогательными устройствами, не превышает 10—15% мощности, потребляемой главным оборудованием.

Гибкость характеристики — способность силового привода автоматически или при участии оператора в процессе работы быстро приспосабливаться к изменениям нагрузок и частот вращения исполнительных механизмов. Гибкость характеристики зависит от коэффициента приспособляемости, диапазона регулирования частоты вращения валов силового привода и приемистости двигателя.

Коэффициент гибкости характеристики определяется отношением изменения частоты вращения к вызванному им отклонению момента нагрузки

$$k_r = \Delta n / \Delta M.$$

Он пропорционален передаточному отношению u_{21} и обратно пропорционален коэффициенту перегрузки k_n , т. е.

$$k_r = u_{21}/k_n.$$

Для гибких приводов $k_r = 2 \div 4$, а для жестких $k_r = 1 \div 2$. Иногда применяют понятие коэффициент жесткости $k_{ж} = 1/k_r$, т. е. величина $k_{ж}$ является обратной величине коэффициента гибкости.

Приемистостью называется интенсивность осуществления переходных процессов, т. е. время, в течение которого двигатель и силовой привод реагируют на изменение нагрузки и изменяют частоту вращения.

Приспособляемость — свойство силового привода изменять крутящий момент и частоту вращения в зависимости от момента сопротивления. Собственная приспособляемость — свойство двигателя приспособляться к внешней нагрузке. Искусственная приспособляемость — свойство трансмиссий приспособлять характеристику двигателя к изменению внешней нагрузки.

Коэффициентом приспособляемости или перегрузки k_n называют отношение M_{\max}/M_n , где M_{\max} и M_n — наибольший и номинальный крутящие моменты.

Диапазон регулирования частоты вращения R — отношение максимальной частоты вращения n_{\max} к номинальной n_n .

Если в силовой привод входят средства искусственной приспособляемости, то $k_n = k_{нд}k_{пт}$, а диапазон регулирования частот вращения $R = R_d R_r$, где $k_{нд}$ и R_d — соответственно коэффициент приспособляемости и диапазон собственного регулирования двигателя в пределах устойчивых режимов работы; $k_{пт}$ и R_r — то же, для средств искусственной приспособляемости, входящих в силовой привод.

Коэффициенты $k_{нд}$ и R_d зависят от типа двигателя и вида используемой энергии. Если значения $k_{нд}$ и R_d меньше требуемых по условиям эксплуатации приводного исполнительного механизма, то в кинематической цепи должны быть применены средства искусственной приспособляемости, т. е. между двигателями и исполнительным механизмом устанавливают промежуточные гидравлические или электродинамические муфты скольжения, турботрансформаторы и коробки перемены передач.

§ 2. ТРЕБОВАНИЯ К ПРИВОДАМ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

С учетом технологии бурения нефтяных и газовых скважин и условий, в которых эксплуатируются буровые установки, можно сформулировать основные требования, которым должны отвечать современные силовые приводы.

В период непосредственного бурения привод насосов осуществляется от двигателей с постоянной нагрузкой в пределах 60—100 % их суммарной номинальной мощности. Время непрерывной работы двигателей при таком режиме колеблется от 45 мин до 8—10 ч и более. В процессе роторного бурения вращение бурильных труб затрачивается мощность от 200 до 600 кВт. Во время спуско-подъемных операций двигатели имеют резко переменную нагрузку — от холостого хода до максимальной величины, причем нагрузки от минимума до максимума изменяются через 2—3 мин, а в отдельных случаях и чаще. При таком режиме двигатель непрерывно работает 10—12 ч. Во время вспомогательных работ (промывка скважины, наращивание колонны, смена долота и др.) двигатели, как правило, загружены неполностью.

Наилучшие результаты при бурении скважин могут быть достигнуты, когда привод имеет широкий диапазон регулирования от нуля непродолжительное время и до максимальной частоты вращения, требуемой условиями бурения. Особенно это необходимо для насосов при включении их в параллельную работу и при восстановлении циркуляции после наращивания или после прихватов и осложнений в скважине, а также для ротора при вращении колонны труб. Привод насосов и ротора должны обеспечивать длительную работу с высоким к. п. д. при частоте вращения, составляющей 20—50 %, а иногда и менее своей номинальной величины.

Наиболее тяжелые условия создаются при ликвидации аварий в скважинах. В этих случаях привод эксплуатируется с резко переменными нагрузками, часто требуются реверс и передача мощности, превышающей расчетную.

Во избежание воспламенения газа или нефти при газоподъемлениях в скважине двигатели должны быть оборудованы искрогасителями, позволяющими в отдельных случаях работать при фонтанных проявлениях в данной скважине или вблизи фонтанирующей скважины. Силовые приводы на буровых в районах с умеренным климатом устанавливают в легких щитовых помещениях, которые не утепляют. В районах Севера и Сибири зимой при низких температурах воздуха применяют утепленные помещения, так как в легких и неотапливаемых помещениях при длительных остановках ДВС температура в помещении опускается ниже нуля, а в районах с жарким климатом, наоборот, температура летом поднимается иногда до +60 °С. Кроме того, так и в других случаях ухудшаются условия эксплуатации ДВС.

Приводы должны быть рассчитаны на полную длительную нагрузку при бурении и должны обеспечивать проведение СЧ на высоких скоростях. Следует иметь в виду, что широкий диапазон регулирования привода всегда способствует улуч-

нию технико-экономических показателей бурения на всех глубинах. Двигатели должны легко запускаться, допускать осмотр и замену быстроизнашивающихся деталей и сборок; движущиеся части их необходимо предохранять от попадания пыли, песка. В процессе их работы надо обеспечивать нормальный тепловой режим при колебаниях температуры наружного воздуха в широких пределах.

§ 3. МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИВОДА БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

При выборе мощности привода буровой установки прежде всего следует определить мощность, необходимую для привода насосов $N_{спн}$, а затем мощность для привода лебедки и ротора с учетом технологически необходимых вариантов одновременной эксплуатации этих механизмов.

При роторном бурении оптимальную мощность насосов и их параметры определяют, исходя из мощности привода каждого насоса $N_{дн}$ и числа используемых насосов z

$$N_{спн} = N_{дн} z. \quad (IX.1)$$

На буровых установках, как правило, устанавливают два насоса. В отдельных случаях в зависимости от геологических условий и глубин скважин дополнительно монтируют один-два насоса с индивидуальным приводом.

При определении мощности привода лебедки следует исходить из следующих положений. Подъем колонны максимального веса, на который рассчитан привод с тремя двигателями, должен быть обеспечен двумя двигателями на первой скорости. Следовательно, мощность двигателя силового привода лебедки

$$N_{дл} = (z_d - 1) N_d, \quad (IX.2)$$

где z_d — число двигателей в приводе лебедки; N_d — номинальная мощность одного двигателя.

Мощность на выходном валу суммирующего редуктора силового привода лебедки

$$N_{рпл} = N_{дл} / \eta_{сл}, \quad (IX.3)$$

где $N_{дл}$ — мощность на приводном валу лебедки; $\eta_{сл}$ — к. п. д. трансмиссий от вала двигателя до приводного вала лебедки.

Для приближенной оценки в зависимости от сложности трансмиссий принимается $\eta_{сл} = 0,6 \div 0,75$. Для более точной оценки к. п. д.

$$\eta_{сл} = \eta_{тт} \eta_{тр} \eta_{кп},$$

где $\eta_{тт} = 0,7 \div 0,85$ — к. п. д. трансформатора; $\eta_{тр} = \eta_b \eta_l \eta_m$ — к. п. д. трансмиссий; $\eta_b = 0,99$ — к. п. д. валов на опорах качения;

$\eta_l = 0,94 \div 0,97$ — к. п. д. цепных или клиноременных передач; η_m — к. п. д. шинно-пневматических муфт; $\eta_{кп} = 0,85 \div 0,95$ — к. п. д. коробки перемены передач.

Для приближенной оценки мощности силового привода (в кВт) могут быть использованы средние показатели удельной мощности и веса бурильной колонны

$$N_{сп} = G_{бк} N_{уд}, \quad (IX.4)$$

где $G_{бк}$ — вес бурильной колонны, кН; $N_{уд}$ — удельная мощность в кВт на 10 кН веса колонны.

Удельная мощность $N_{уд}$ на крюке должна быть в пределах $4,1 \div 5,5$ кВт на 10 кН веса бурильной колонны. Удельная гидравлическая мощность насосной установки $N_{уд.н} = 6 \div 8$ кВт на 10 кН веса колонны. Таким образом, в буровых установках мощность, требующаяся для привода насосов, почти всегда больше мощности, потребляемой лебедкой. Поэтому, если установка имеет общий групповой привод, его номинальная мощность должна определяться по мощности, требующейся насосному комплексу.

При оценке установленной мощности привода необходимо учитывать также дополнительную мощность, которая при бурении затрачивается на поворот или подъем колонны на некоторую высоту (турбинное бурение) либо вращение ротора (роторное бурение). Тогда общая мощность привода (в кВт)

$$N_{сп} = N_{пн} + N_p, \quad (IX.5)$$

где $N_{пн}$ — номинальная мощность, необходимая для привода насосов, кВт; N_p — мощность, необходимая для привода ротора при бурении скважины (принимается равной 200—600 кВт).

§ 4. ПРИВОД С ДВС

В нашей стране около половины всех буровых установок, используемых при бурении нефтяных и газовых скважин, имеют привод от двигателя внутреннего сгорания. Эти двигатели применяют в тех случаях, когда в районе нет достаточно мощного источника снабжения электроэнергией. В приводах буровых установок в зависимости от глубины бурения применяют групповые приводы: два — четыре ДВС различной мощности (от 430 до 785 кВт) с частотами вращения 1000—1600 об/мин. Характеристика двигателей приведена в табл. IX.1.

Двигатели внутреннего сгорания

Применяемые в буровых установках ДВС работают на тяжелых топливах или газе. Двигатели, работающие на легких топливах (бензине или керосине), в бурении не применяются

Таблица IX.1
Техническая характеристика ДВС

Параметры	B2-450 ТК	Д18Н	6ЧН 21/21	8ЧН 21/21	8ЧН 26/26
Номинальная мощность, кВт	335	625	460	460	785
Частота вращения, об/мин	1250	1600	1200	1200	1000
Число и расположение цилиндров	12 V*	18 W*	6 P*	8 V	8 V
Диаметр цилиндра, мм	150	150	210	210	260
Длина хода поршня, мм	180	180	210	210	260
Рабочий объем цилиндров, л	38,0	58,2	43,6	58,1	110,4
Среднее эффективное давление, МПа	0,84	0,84	1,08	0,81	0,81
Средняя скорость поршня, м/с	7,5	9,6	8,4	8,4	8,7
Масса сухого двигателя, кг	1350	2000	4200	4600	8000
Технический ресурс, ч	6000			20 000	

* V — образное; W — образное; P — линейное.

вследствие их неэкономичности. Соответствие ДВС заданным условиям работы определяется их внешней характеристикой и конструкцией.

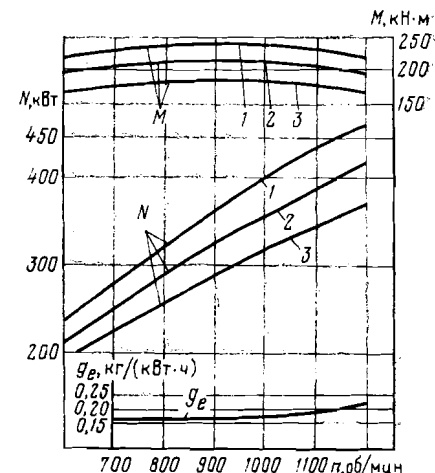
Внешней или механической характеристикой ДВС называется изменение мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Для восстановления нарушенного равновесия между моментом сопротивления исполнительного механизма и крутящим моментом двигателя требуется воздействие специальных регуляторов на источник энергии, которые изменяют количество подаваемого горючего и воздуха.

ДВС могут работать при изменении массового соотношения количества воздуха и топлива в сравнительно небольшом диапазоне — от 15:1 (бедная смесь) до 11:1 (богатая смесь). Этим и объясняется тот факт, что крутящий момент, развиваемый этими двигателями, почти постоянен. Если подача топлива ограничена и применяется бедная смесь, то частота вращения уменьшается и двигатель не развивает полной мощности. Такую характеристику называют частичной.

Приемистость и приспособляемость ДВС определяется конструкцией системы подвода топлива и воздуха, а также динамическим моментом инерции вращающихся частей

Рис. IX.1. Внешняя механическая характеристика дизеля 6ЧН 21/21:

M — крутящий момент; N — мощность; g_e — удельный расход топлива; n — частота вращения коленчатого вала двигателя; 1 — номинальные характеристики, полученные во время заводских стендовых испытаний; 2 и 3 — частичные характеристики двигателя при работе с уменьшенными подачей топлива и воздуха при нормальных условиях (температура окружающего воздуха 20°C , атмосферное давление 0,1 МПа, влажность воздуха 70%)



поршневой группы. У быстроходных двигателей шатунно-поршневая группа облегчена, поэтому они имеют большую приемистость, чем тихоходные. С увеличением коэффициента собственной приспособляемости двигателя возрастает устойчивость его работы при переменных режимах нагрузки, что особенно важно для двигателей, приводящих в движение буровые лебедки.

На рис. IX.1 приведена внешняя характеристика дизеля 6ЧН 21/21.

Согласно нормам США (АНИ), для подъемного комплекса рекомендуется использовать режим, при котором ДВС развивает 80% номинальной мощности, для привода насосов при длительной работе — 60%. Работа двигателя при максимальной частоте вращения связана с повышенным расходом топлива, при этом сокращается ресурс двигателя.

К недостаткам ДВС относится невозможность их запуска под нагрузкой. Поэтому надо устанавливать в трансмиссиях фрикционные муфты. Кроме того, мощность двигателя зависит от давления, температуры и влажности окружающего воздуха. Практически принимают потерю мощности на 1% при увеличении высоты над уровнем моря на 100 м и потерю (или увеличение) мощности на 1% при повышении (или снижении) температуры окружающей среды на каждые 6°C .

Тепловая энергия, потребляемая одним ДВС на буровых, составляет 40—60 МДж/ч при к. п. д., равном 0,25—0,35 (в зависимости от конструкции и состояния двигателя), а часовой расход топлива составляет 220—300 г/(кВт·ч).

Наиболее широко распространены дизели с наддувом, однако не любой их тип можно использовать в буровой установке.

ДВС должен быть приспособлен к работе на переменных режимах и к длительной работе на холостом ходу.

Как видно из рис. IX.1, крутящий момент ДВС изменяется в узких пределах (~10%), а частота вращения — в широком диапазоне (~1,3—1,8), поэтому в тяжелых буровых установках для привода лебедок применяют двигатель со средствами искусственной приспособляемости с целью трансформации как момента, так и частоты вращения. ДВС используется непосредственно в приводах насосов, тогда диапазон регулирования подачи $R = n_{\max}/n_{\min}$ должен быть менее 1,5.

Характеристика ДВС по диапазону регулирования вполне соответствует требованиям, предъявляемым к приводу буровых механизмов, у которых условия работы непрерывно меняются. Так как ДВС нельзя запустить под нагрузкой и они не способны к большим перегрузкам при повышении нагрузок на крюке (даже при сравнительно кратковременных), бурильщик во время подъема колонны обязан переходить на меньшую скорость. При этом увеличивается время подъема труб и не используется мощность установки. Механическое ступенчатое изменение скоростей подъема вызывает значительную потерю времени на СПО. А ведь каждую очередную свечу можно было бы поднимать из скважины со скоростью, несколько большей скорости подъема предыдущей свечи.

Силовые агрегаты с ДВС

На базе ДВС у нас создан ряд силовых агрегатов. Силовой агрегат САТ-4М состоит из двигателя В2-450 ТК, турботрансформатора ТТК-1, радиатора, рамы, стоек и других устройств. Турботрансформатор крепится к фланцу маховика двигателя при помощи шпилек. Он предназначен для автоматического преобразования крутящего момента и частоты вращения в зависимости от нагрузки. Двигатель вместе с турботрансформатором и радиатором устанавливают на раму с обвязкой всех агрегатов трубопроводами для воды, топлива и смазки. Силовой агрегат устанавливают в собранном виде на вторую раму, которая крепится к центральному блоку основания буровой при монтаже.

Силовой агрегат СА-10 или АДГ-600 (рис. IX.2) предназначен для привода буровых установок, работающих в районах с умеренным климатом. Он состоит из двигателей 6ЧН 21/21 2 с радиатором 4 и выхлопной трубой 3 и других вспомогательных узлов, системы смазки и охлаждения, турботрансформатора ТТК-745, смонтированных на общей жесткой раме 5.

На базе четырех агрегатов СА-10 и целного редуктора, установленных на общей жесткой раме, создан силовой привод для буровых установок БУ5000ДГУ. Силовой агрегат 1АДГ-1000 предназначен для группового и индивидуального привода буро-

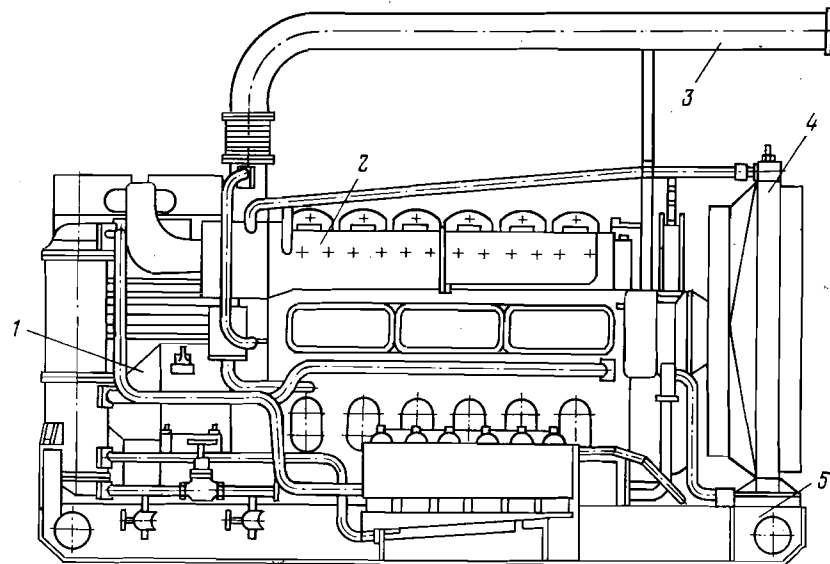


Рис. IX.2. Силовой агрегат СА-10

вых установок, работающих в районах умеренного («У») климата. Он состоит из двигателя 8ЧН 26/26, турботрансформатора ТТК-932, водяного и масляного радиаторов и систем обеспечения. Все это оборудование монтируется на жесткой раме и составляет агрегат.

Техническая характеристика силовых агрегатов

Тип агрегата	САТ-4М	СА-10	1АДГ-1000
Общая мощность агрегата (по дизелю), кВт	335	460	785
Комплексный турботрансформатор	ТТК-1	ТТК-745	ТТК-932
Общая мощность на выходе агрегата (при к. п. д. турботрансформатора 0,85), кВт	200	350	625
Частота вращения вала турботрансформатора (при полной мощности), об/мин	1350	1200	880
Габариты, м:			
длина	4,42	4,25	5,75
ширина	1,60	1,5	1,82
высота	2,24	2,76	2,92
Масса, т	3,1	8,5	17,0

Газотурбинный привод

Применение турбинных установок (ГТУ), работающих на жидком топливе, для бурения скважин неэкономично и они не могут конкурировать с дизельным приводом. Стоимость 1 м

проходки по законченным скважинам в аналогичных условиях оказалась на 20—30% выше по сравнению с дизельным приводом. Удорожание в основном происходит за счет большего расхода жидкого топлива. Применение природного газа вместо жидкого топлива возможно в крайне ограниченных случаях.

Наряду с недостатками, к которым в первую очередь относятся высокий расход топлива и высокая стоимость турбин, ГТУ имеют и ряд преимуществ.

1. Простота устройства и меньшая трудоемкость при массовом производстве, нет возвратно-поступательного движения, а следовательно, и трения, поэтому число сложных и точных в изготовлении деталей в 2—3 раза меньше, чем в поршневых двигателях.

2. Отсутствует система охлаждения в отличие от ДВС, что позволяет осуществлять быстрый запуск при температурах до -50°C ; это очень важно для двигателей привода буровых установок.

3. Меньшие масса и габариты привода по сравнению с пятидизельным приводом, в связи с чем сокращается масса буровой установки, улучшаются условия ее монтажа и повышается транспортабельность.

Мощность турбины и расход топлива пропорциональны частоте вращения вала турбины. Расход топлива более чем в 2 раза превышает расход его для ДВС. Откуда следует, что пока нет газовых турбин, конкурентоспособных с дизельным приводом. По этим причинам производство буровых установок с газотурбинным приводом прекращено.

§ 5. ЭЛЕКТРОПРИВОД БУРОВЫХ УСТАНОВОК

В настоящее время число буровых установок с электрическим приводом в нашей стране составляет 46—48% общего числа установок. Электропривод для бурения скважин на нефть и газ — самый удобный, дешевый и безопасный.

В буровых установках, предназначенных для работы в электрифицированных районах, в приводах сначала применяли асинхронные электродвигатели переменного трехфазного тока с фазным или короткозамкнутым ротором, а затем и синхронные. Электродвигатели постоянного тока, обладающие широким диапазоном регулирования, использовали только в установках для бурения скважин глубиной более 6000 м. Питание электродвигателей постоянного тока осуществляется от дизель-генераторных станций постоянного тока. Такие станции весьма громоздки и экономически целесообразны только при бурении глубоких скважин.

Надо иметь в виду, что чем жестче характеристика двигателя, тем более сложные трансмиссии требуются для ее преобразования.

Рассмотрим механические характеристики электродвигателей. Различаются три вида рабочих естественных характеристик (рис. IX.3):

абсолютно жесткая (линия 1) — частота вращения при изменении момента постоянна; такой характеристикой обладают синхронные электродвигатели;

жесткая (кривая 2) — с увеличением момента частота вращения уменьшается значительно; такой характеристикой обладают асинхронные двигатели переменного тока и двигатели постоянного тока независимого возбуждения;

гибкая (кривая 3) — при большом изменении момента значительно меняется частота вращения; такой характеристикой обладают двигатели постоянного тока последовательного возбуждения.

При длительных режимах работы электродвигатели используются в пределах номинального крутящего момента (точка А и A_1); при кратковременных перегрузках двигателя могут развивать большие моменты (точка В).

Частота вращения электродвигателя и развиваемый им момент могут изменяться до определенного предела автоматически без воздействия каких-либо внешних регуляторов. В этом случае автоматическим регулятором является противоэлектродвижущая сила самого двигателя, которая увеличивается по мере возрастания нагрузки. Такую характеристику называют естественной. Естественные характеристики электродвигателей можно изменять при помощи регулирующих устройств, на которые воздействует оператор; такие характеристики называют искусственными.

Для асинхронных электродвигателей номинальная частота вращения и диапазон ее регулирования определяются величиной к. п. д., который зависит от скольжения

$$\eta = 100 - S,$$

где S — скольжение, %, для номинальных режимов скольжение

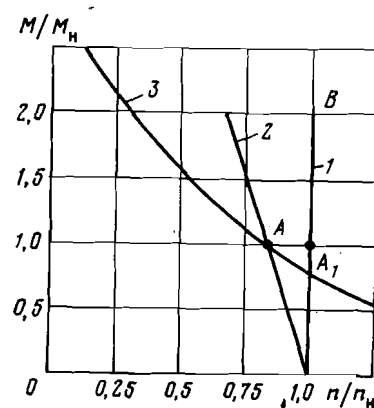


Рис. IX.3. Внешняя механическая характеристика электродвигателей

составляет 3—5%

$$S = (n_c - n_n) / n_c, \quad (IX.6)$$

где $n_c = 60f/z$ — синхронная частота вращения, об/мин; f — частота тока, для промышленных сетей $f = 50$ Гц; z — число пар полюсов; n_n — номинальная частота вращения, об/мин.

Для правильной эксплуатации двигателя силового привода важно знать, как будут изменяться его основные параметры, т. е. крутящий момент M , частота вращения n и мощность N , в зависимости от нагрузки и изменения напряжения и частоты тока в питающей сети. Электродвигатели, применяемые в буровых установках, работают на открытом воздухе и защищены от попадания газа, влаги, пыли и грязи, а иногда, например в морских буровых установках, требуется взрывобезопасное исполнение.

Асинхронные электродвигатели с фазным ротором улучшают только пусковые характеристики привода, но не могут работать в приводах главных исполнительных механизмов буровых установок без соответствующих средств искусственной приспособляемости в трансмиссиях.

Большой недостаток синхронных электродвигателей — невозможность работы параллельно двух двигателей на один вал, что не только снижает надежность системы, но и увеличивает динамические нагрузки в трансмиссии, так как динамический момент ротора одного двигателя намного больше момента двух двигателей такой же суммарной мощности. К недостаткам этих двигателей также относится большой динамический момент ротора, что при постоянной частоте вращения вызывает дополнительные динамические нагрузки в трансмиссии и при отсутствии амортизирующих упругих устройств в трансмиссии сильно сокращает срок ее службы. Большая сила пускового тока, требующая мощных промышленных сетей для обеспечения прямого пуска, также является недостатком синхронных двигателей.

Электродвигатели постоянного тока обладают гибкой характеристикой, обеспечивающей глубокое и плавное регулирование частоты вращения и крутящего момента, плавность разгона при пусках и торможения при остановках. Благодаря этим свойствам значительно упрощаются трансмиссии и уменьшаются динамические нагрузки в них. Недостаток этих двигателей — необходимость иметь выпрямители переменного тока при питании их от промышленных сетей или иметь на буровой генераторную станцию постоянного тока.

Частоту вращения двигателей постоянного тока регулируют изменением напряжения в якоре или силы тока возбуждения двигателя. Поскольку для изменения напряжения на зажимах якоря электродвигателя необходимо изменять силу тока возбуждения, управление двигателем постоянного тока осуществ-

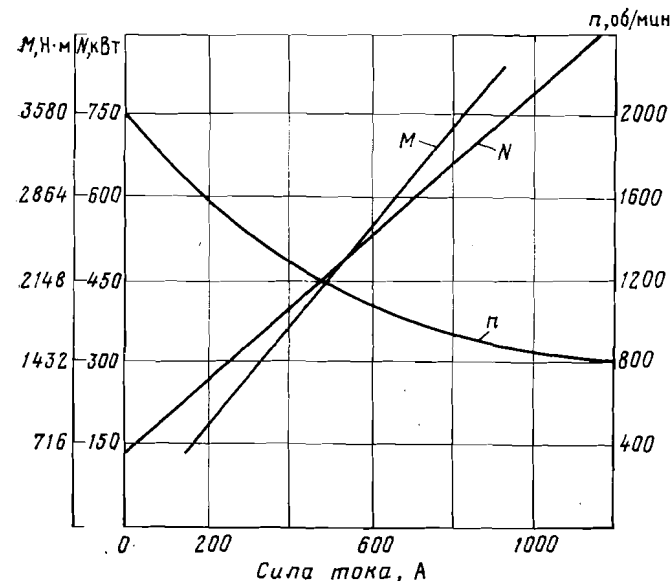


Рис. IX.4. Внешняя механическая характеристика электродвигателя постоянного тока номинальной мощностью 750 кВт при $n = 2000$ об/мин

ляется в цепях возбуждения, т. е. в цепях сравнительно малой мощности, что упрощает пусковую аппаратуру и повышает надежность системы.

Характеристики двигателей постоянного тока зависят от способа возбуждения. Различают три основных способа возбуждения: параллельное, последовательное и комбинированное (смешанное).

На рис. IX.4 приведена механическая характеристика электродвигателя постоянного тока с последовательным возбуждением.

На рис. IX.5 показан электродвигатель постоянного тока с воздушным охлаждением вентилятором (подача воздуха 65 и 80 м³/мин, температура 40 °С). Питание двигателя осуществляется от сети переменного тока через тиристорную станцию управления, напряжение питания 750 В.

Из графика на рис. IX.4 видно, что при изменении частот вращения от 2000 до 800 об/мин в непрерывном режиме крутящий момент M изменяется от 3580 до 1432 кН·м.

При кратковременных перегрузках крутящий момент двигателя может быть в 2—3 раза больше момента при непрерывном режиме.

Мощность электродвигателя лимитируется степенью его нагрева и зависит от длительности работы под нагрузкой и оста-

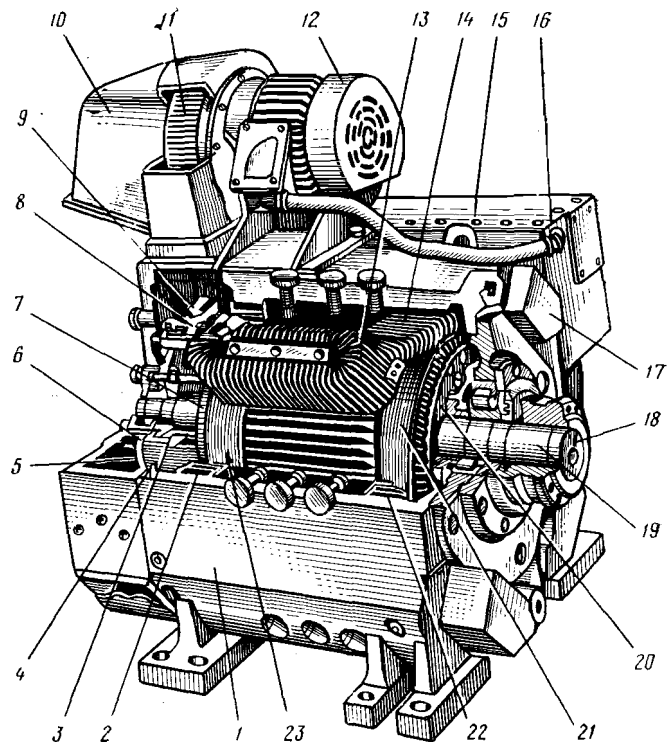


Рис. IX.5. Электродвигатель постоянного тока для буровых установок: 1 — корпус; 2 — обмотка возбуждения; 3 — дугообразный кронштейн; 4 и 5 — медный и тефлоновый бандажи якоря; 6 — искрогаситель; 7 — коллектор; 8 — щетки; 9 — щеткодержатель; 10 — корпус вентилятора; 11 — ротор вентилятора; 12 — электродвигатель вентилятора; 13 и 14 — последовательная и шунтовая обмотки возбуждения; 15 — кожух; 16 — соединительная коробка; 17 — брызгоотражатель; 18 — втулка шкива; 19 — вал; 20 — обмотка якоря; 21 — теплоотводящий бандаж; 22 — обмотка статора; 23 — стеклотканый бандаж

новок, поэтому один и тот же двигатель постоянного тока в приводе лебедки может нагружаться на 25% больше, чем в приводе насосов и ротора при полном токе возбуждения. При низких окружающих температурах периоды нагружения увеличиваются, а при высоких сокращаются.

Схема питания электродвигателей постоянного тока от сетей переменного тока через тиристорные станции управления показана на рис. IX.6. В настоящее время опыт эксплуатации тиристорных станций в условиях работы в Заполярье показал их достаточную надежность и несложность обслуживания в промышленных условиях. Используя систему тиристорных выпрямителей, можно значительно проще решать задачу применения двигателей постоянного тока, которые обеспечивают более простую конструкцию трансмиссий, чем при электродвигателях

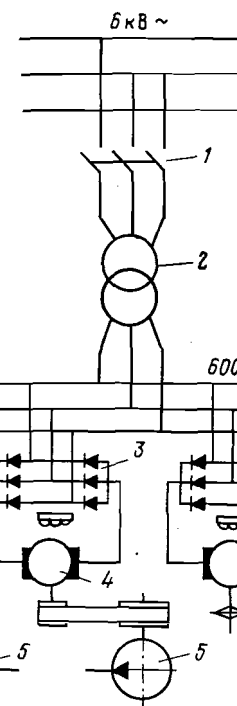


Рис. IX.6. Схема питания электродвигателей постоянного тока от сетей переменного тока через тиристорные станции:

1 — контактор сети высокого напряжения (6 кВ); 2 — трансформатор 6 кВ/600 В; 3 — тиристорные станции управления; 4 — двигатель постоянного тока; 5 — буровые насосы; 6 — лебедка; 7 — ротор

переменного тока и ДВС, дают лучшие качества привода, причем отпадает необходимость подвоза топлива.

В настоящее время выпускаются электродвигатели постоянного тока номинальной мощностью 500, 750 и 1000 кВт и тиристорные станции управления к ним.

Улучшение рабочих и пусковых характеристик, т. е. увеличение диапазона регулирования частоты вращения асинхронных электродвигателей переменного тока с фазным ротором, представляет собой сложную техническую задачу и требует включения в цепь ротора сложной регулирующей аппаратуры, удорожающей привод и снижающей его надежность. Отечественная и зарубежная практика эксплуатации электродвигателей постоянного тока в буровых установках показала высокую надежность и безотказность их работы.

§ 6. КОНСТРУКЦИИ ПРИВодОВ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

Групповые силовые приводы с ДВС

Буровые установки снабжаются групповыми приводами, состоящими из двух — пяти агрегатов, сблокированных между собой цепной или клиноременной передачей. В основном приняты две схемы расположения агрегатов в приводе;

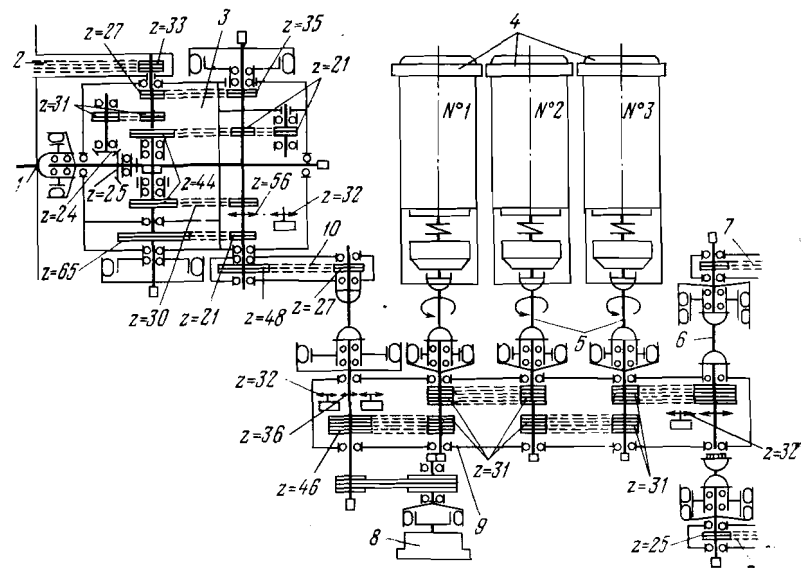


Рис. IX.7. Групповой силовой дизельный привод буровой установки БУ2500/160 ДГУ

два — четыре агрегата установлены вместе на общей раме и предназначены для привода лебедки, ротора, двух насосов и вспомогательной лебедки; по такой схеме выполнены установки для бурения скважин глубиной 1600—5000 м;

три агрегата соединены вместе, установлены на общей раме и предназначены для привода лебедки, ротора и одного бурового насоса; один-два других агрегата установлены на другой раме и кинематически не связаны с первыми тремя, они предназначены для привода второго бурового насоса; по такой схеме выполнены приводы буровых установок БУ3200БД и БУ650ДГ-IV.

В буровых установках ВЗБТ в групповых силовых приводах применяются агрегаты САТ-4М.

Групповой силовой дизельный привод буровой установки БУ2500ДГУ (рис. IX.7) состоит из трех силовых агрегатов САТ-4М 4, соединяемых с цепным суммирующим редуктором 9, а через карданные валы 5, 6 и МШ500 — с насосной трансмиссией 7 и коробкой перемены передач (КПП) 3. Цепная суммирующая трансмиссия при помощи муфты МШ700 соединяется с КПП, которая передает мощность одного или двух агрегатов САТ-4М на буровую лебедку 2, а также ротору 1.

Мощность насосам передается от суммирующего редуктора 9 при помощи муфт МШ500 и клиноременных передач со шкивом

диаметром 500 мм. Компрессор 8 и регулятор подачи РПД 11 соединены трансмиссиями с суммирующим редуктором 9.

Коробка перемены передач является самостоятельным агрегатом, соединенным с лебедкой 2 и силовым приводом цепной передачей 10 с помощью цепного колеса, установленного на консольной части ее ведомого вала.

В буровой установке БУ5000ДГУ-1 применен привод с четырьмя силовыми агрегатами СА-10 сблокированными в суммирующем редукторе трехрядными цепными передачами. Для удобства монтажа валы двигателей соединены с валами суммирующего редуктора карданными валами. На обоих концах суммирующего редуктора размещены валы привода насосов, а на первом валу — и цепная передача привода лебедки через трехступенчатую цепную КПП. Привод ротора осуществляется карданным валом от КПП.

Характеристика силовых приводов с ДВС приведена в табл. IX.2.

Дизель-электрический привод на постоянном токе

Дизель-электрический автономный привод состоит из дизель-генераторов переменного или постоянного тока, выполненных в виде отдельной станции, и электродвигателей постоянного тока, приводящих основные исполнительные механизмы буровой установки.

Переменный трехфазный ток генераторов преобразуется в выпрямленный ток тиристорными станциями управления, аналогичными по устройству станциям, применяемым при питании электродвигателей постоянного тока от сетей трехфазного переменного тока. Этот вид привода обеспечивает широкий диапазон регулирования характеристики исполнительных механизмов и улучшает их монтажеспособность. При наличии дизель-электрического привода упрощаются основания и вышеуказанные сооружения. Дизель-генераторы перемещаются в собранном виде на основании с укрытием.

При дизель-электрическом приводе нагрузку между дизелями можно автоматически перераспределить, направляя мощность любому потребителю: лебедке, ротору или насосам, что дает значительную экономию топлива. Повышается моторесурс вследствие более равномерной загрузки за счет защиты дизелей от резких изменений нагрузок. Кроме того, упрощается управление приводом и установкой и обеспечивается более безопасное ведение работ при газопроявлениях и фонтанировании скважин. Дизель-электрический привод имеет более высокий общий коэффициент полезного действия установки по сравнению с приводом от ДВС.

Т а б л и ц а IX.2
Техническая характеристика силовых приводов с ДВС

Параметры	Установки					
	ВЭБТ			ПО «Уралмаш»		
	БУ1600/ДГУ	БУ2500/ДГУ	БУ3200БД	БУ4000/ДГУ	БУ5000/ДГУ	БУ6500ДГ
Номинальная глубина бурения, м	1600	2500	3200	4000	5000	6500
Мощность, кВт:						
общая номинальная	660	990	1550	1320	1660	3080
одного двигателя привода:	330	330	310	330	465	770
лебедки	660	750	930	1320	1395	2310
насосов	430	800	1240	1320	1395	2310
Число двигателей	2	3	5	4	4	4
Частота вращения, об/мин	1600	1600	1600	1250	1200	1000
Трансмиссия:						
шаг цепи, мм	31,75	31,75	Клиновые ремни Д	38,1	38,1	44,5
число рядов	3	6	16	6	6	6
Масса силового привода, т	8	15	41	44,83	57,05	91,77

В состав оборудования буровой установки с дизель-электрическим приводом входят дизель-генераторные установки переменного тока; тиристорные станции переменного-постоянного тока; два электродвигателя насосов; электродвигатели лебедки и ротора, регулятора подачи двух компрессорных станций КСЭ-3М; распределительный щит и рамы установок.

Преимущества этого привода заключаются в том, что он не имеет громоздкого цепного суммирующего редуктора, упрощена КПП и другие цепные трансмиссии привода, а также нет необходимости в дополнительном дизель-генераторе переменного тока для подачи энергии двигателям вспомогательных механизмов и для освещения буровой. В связи с этим привод широко распространен в морских буровых установках, а в ряде случаев и в установках для бурения скважин средних глубин.

Все агрегаты дизель-электрического привода устанавливаются в помещении, каждый на отдельной фундаментной раме. В этом же помещении находятся компрессорные станции, вентиляторы для охлаждения, распределительный щит и контрольно-измерительные приборы.

Контрольные вопросы к гл. IX

1. Привод буровой установки и его функции.
2. Групповой и индивидуальный приводы.
3. Какие механизмы буровой установки являются основными потребителями энергии в процессе проводки скважины.
4. Характеристики, определяющие пригодность силового привода.
5. Требования, предъявляемые к силовым приводам буровых установок.
6. Определение мощности двигателей силового привода буровой установки.
7. Двигатели внутреннего сгорания, применяемые в буровых установках.
8. Электропривод буровых установок его преимущества и недостатки.
9. Конструкция группового силового привода.
10. Характеристики силовых приводов с ДВС.

ГЛАВА X

ТРАНСМИССИИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. ЭЛЕМЕНТЫ ТРАНСМИССИИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

В буровом оборудовании для осуществления кинематической связи между валами в механизмах, изменения скорости и направления вращения, преобразования крутящих моментов используют цепные, клиноременные и зубчатые передачи. В установках малой мощности для геологоразведочного бурения при небольших межосевых расстояниях между валами (до 0,5 м) используют почти всегда зубчатые передачи, а при межосевых расстояниях более 0,5 м — клиноременные.

В установках для эксплуатационного бурения для передачи больших мощностей (500—2000 кВт и более) и межосевых расстояниях более 1 м применяют многорядные цепные и клиноременные передачи. Зубчатые передачи используют при межосевых расстояниях менее 1 м — в редукторах насосов, реверсивных устройствах КПП, приводах роторов и др.

Цепные трансмиссии

Существует большое разнообразие приводных цепей, однако в буровом оборудовании в передачах используют только многорядные втулочно-роликовые приводные цепи с шагом 25,4—63,5 мм и числом рядов от одного до десяти, нормальные ПР и ПРУ и усиленные ПРТ. В трансмиссиях, блокирующих ДВС мощных буровых установок, применяют многорядные цепные передачи (число рядов до десяти) с шагом цепи 31,75 и 38,1 мм. Цепи с меньшим шагом не используют вследствие их недостаточной долговечности и необходимости иметь большое число рядов. Цепи с шагом 38,1 мм и менее применяют в передачах с большими частотами вращения.

В более тихоходных и тяжело нагруженных передачах применяют цепи с шагом 63,5 мм и числом рядов до шести. Цепи с шагом до 41,45 мм изготавливают с числом рядов до десяти; в цепях с большим шагом число рядов составляет четыре—шесть. Преимущество этих цепей — возможность передавать мощность до 3000 кВт при межосевых расстояниях до 3 м без натяжных устройств, скольжения и изменения передаточного отношения. Массовые и ремонтно-сборочные характеристики этих передач лучше, чем зубчатых.

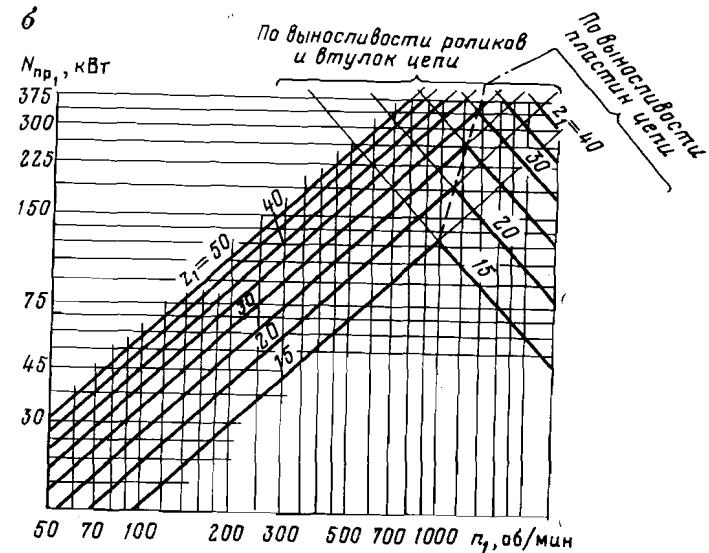
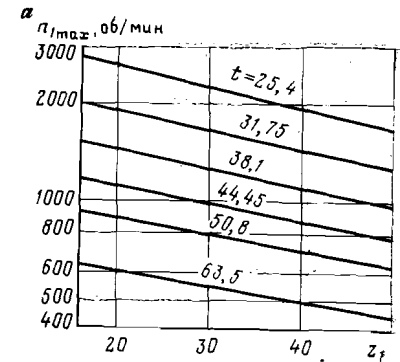
К недостаткам цепных передач относятся: неравномерность вращения ведущего и ведомого валов, биение ненагруженной ветви цепи, необходимость точного монтажа, исключаящего перекосы и непараллельность валов, необходимость интенсивной смазки.

Расчет цепных передач включает следующие этапы: предварительный выбор цепи по известным исходным данным (проверка ее на выносливость, износостойкость и статическую прочность); определение геометрических параметров цепной передачи; выбор способа и определение интенсивности смазки.

Исходные данные для расчета цепных передач: номинальная передаваемая мощность N , если она постоянна, или пределы ее изменения от N_{\min} до N_{\max} , передаточное отношение u ; предварительный размер межосевого расстояния E ; частота вращения ведущего вала n или его угловая скорость ω либо пределы их изменения при работе передачи в переменном скоростном режиме.

Рис. X.1. Графики зависимости частоты вращения малой звездочки Z_1 цепной передачи:

a — от шага цепи t ; b — от мощности, передаваемой одним рядом цепи шагом $t=38,1$ мм



Для цепных трансмиссий расчетную мощность $N_{\text{пр1}}$, передаваемую одним рядом цепи, определяют по заданной частоте вращения малой звездочки z_1 в зависимости от шага цепи t и числа зубьев малой звездочки z_1 (рис. X.1, a или табл. X.1). В приводах буровых насосов и ротора частота вращения составляет не более $0,8n_{1\text{max}}$, а в приводах подъемной системы — не более $0,9n_{1\text{max}}$.

Число зубьев z_1 выбирают из приведенных ниже данных:

Передаточное число u . . .	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6
Рекомендуемое число зубьев малой звездочки z_1 . . .	31—27	27—25	25—23	23—21	21—17	17—15

Таблица X.1
Зависимость числа зубьев малой звездочки z_1 и шага цепи t от частоты вращения малой звездочки

Частота вращения малой звездочки n_1 , об/мин	Диаметр малой звездочки, мм					
	203	304	406	508	609	711
500			20 63,5	25 63,5	30 50,8	43 50,8
600		18 50,8	25 50,8	25 63,5	30 63,5	
800		21 41,45	25 41,45	31 50,8		
1 000	16 31,75	25 38,1	33 38,1	37 38,1		
1 100	20 31,75	25 38,1	33 38,1			
1 200	20 31,75	30 31,75				
1 300	25 25,4	30 31,75				

Примечание. В числителе указано число зубьев звездочки z_1 , в знаменателе шаг цепи t , мм.

Зная z_1 и передаточное число u , выбирают число зубьев цепного колеса z_2 . При значительных передаваемых мощностях, ударных и пульсирующих нагрузках в звездочках с фрезерованными зубьями (шероховатость $R_z \leq 25$) и скорости цепи $v \geq 10$ м/с $z_2 = 50$; при $v \leq 10$ м/с $z_2 = 60$; при постоянной нагрузке и $v \leq 10$ м/с $z_2 = 80$.

Шаг цепи зависит от межосевого расстояния E валов передачи. Минимальный шаг $t \geq 0,0125 E$; для передач с умеренной нагрузкой и работающих в нормальных условиях шаг $t = (0,033 \div 0,016) E$; для передач с повышенными и переменными нагрузками $t \leq 0,05 E$.

Скорость цепи (в м/с)

$$v = z_1 t n_1 10^{-3} / 60. \quad (X.1)$$

В передачах буровых установок линейная скорость цепи изменяется в пределах 3—40 м/с. Шаг цепи определяется допустимой частотой вращения ведущей звездочки передачи.

После выбора шага и числа зубьев звездочки по графику (рис. X.1, б) находят мощность $N_{пр1}$, которая может быть передана однорядной цепи с шагом $t = 38,1$ мм при стационарном режиме, числе звеньев $L_t = 100$ и базовом числе циклов $N_0 = 5 \cdot 10^6$.

В цепных передачах привода буровых насосов предельную мощность $N_{пр1}$, передаваемую одним рядом цепей, рекомендуют снижать на 15—20%, а для повторно-кратковременных режимов привода лебедки — до 10%. При работе на холостом ходу частоты вращения могут быть на 15—20% больше значений, указанных в табл. X.1.

Общая мощность (в кВт), передаваемая цепной передачей,

$$N = \frac{a N_{пр1} k_k k_L k_a k_t}{n_b k_i k_s}, \quad (X.2)$$

где k_k — коэффициент качества цепи (для пластин $k_k = 0,85$, для роликов $k_k = 1,0$); k_L — коэффициент длины цепи L_t ($k_L = 0,8$ при $L_t = 40 t$, $k_L = 1$ при $L_t = 100 t$, $k_L = 1,2$ при $L_t = 400 t$); $n_b = 0,7 \div 0,9$ — коэффициент выносливости пластин; k_p — коэффициент перегрузки передачи (для привода буровых насосов и блокирующих передач $k_p = 1,8$, для «быстрой» скорости лебедки $k_p = 1,5$, для «тихой» скорости $k_p = 2,3$, для привода ротора $k_p = 1,25$, для привода катушечного вала $k_p = 1,0$); k_a — коэффициент рядности цепи:

Число рядов a	1	2	3	4	6	8	10
k_a	1	1,8	2,5	3,2	4,5	5,7	6,9

$k_s = 0,4 \div 0,8$ — коэффициент эквивалентности нагрузки; k_t — коэффициент шага цепи, зависящий от усталости ее элементов (пластин k_{tp} или ролика k_{rp}):

Шаг цепи, мм	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5
k_{tp}	0,31	0,59	1,0	1,55	2,25	4,11
k_{rp}	0,72	0,87	1,0	1,13	1,26	—

Для цепей с утолщенной пластиной типа ПРТ коэффициент k_{tp} надо увеличивать на 20%, а k_{rp} — уменьшать на 15%. После выбора числа рядов рассчитывают межцентровое расстояние, длину цепи и число зубьев звездочек z_1 и $z_2 = z_1 u_{12}$, где u_{12} — передаточное число, равное n_1/n_2 . Затем определяют число звеньев в цепи L_t по предварительно выбранному теоретическому межосевому расстоянию E_0 (в мм), после чего уточняют его по формуле:

$$E_0 = \frac{t}{2 \cos \alpha} \left[L_t - \frac{z_2 - z_1}{2} - \frac{\alpha(z_2 - z_1)}{\pi} \right], \quad (X.3)$$

где α — угол между ветвью цепи и осью, градус; t — шаг цепи, мм.

Максимальное межосевое расстояние $E_{max} \leq 80 t$, число зубьев $z_{2max} \leq 120$. Стрела провисания цепи $f = 2 \div 3\%$ фактического межосевого расстояния $E = E_0 - \delta$, где δ — сдвиг осей.

После уточнения конструкции цепной передачи определяют ее расчетный срок службы по выносливости (в ч)

$$T = T_n (n_b / [n_b])^4, \quad (X.4)$$

где T_n — нормативная долговечность передачи при работе под нагрузкой для буровых установок: класса 4—11 $T_n = 2000$ ч, а класса 1—3 $T_n = 3000$ ч; n_b и $[n_b]$ — коэффициенты запаса по выносливости.

Число циклов нагружений в 1 ч

$$N_{ц} = \frac{z_1 n_1}{L_t} T 60. \quad (X.5)$$

Более подробно расчеты цепных передач изложены в РТМ 26-02-14—72.

Цепные передачи следует размещать в плотных жестких кожухах и их необходимо смазывать. Валы и подшипники должны обеспечивать жесткость, хорошую центровку валов и их соосность. Смазка играет исключительную роль при эксплуатации цепных передач. Она определяет долговечность цепей и эксплуатационные затраты. Выбранная для проектируемой передачи система смазки должна обеспечить жидкостное трение в шарнирах цепи, а также ее охлаждение. Способ смазки выбирают в зависимости от условий эксплуатации.

Рекомендуемые способы смазки в зависимости от скорости цепи

Скорость v , м/с	≤ 1	$1 < v \leq 3$	$3 < v \leq 8$	> 8
Рекомендуемый способ смазки	Ручной, эпизодически	Через капельницы, регулярно	Разбрызгиванием и погружением в ванну	Непрерывно под давлением

подавляющее большинство цепных передач буровых установок имеют скорость $v > 8$ м/с и систему смазки под давлением. Минимально необходимая подача жидкой смазки (в м³/с) для обеспечения нормальной работы цепи определяется по графику (рис. X.2) или по формуле

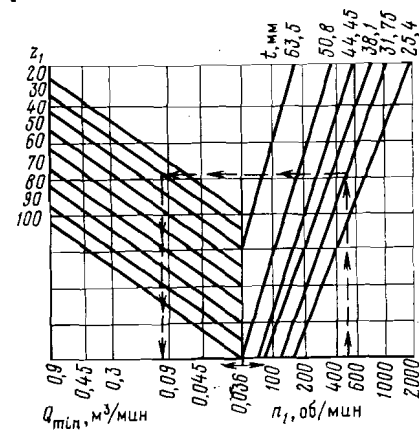
$$Q_{min} = \frac{az_1}{33,8 \cdot 10^{18}} t^{4,5} n_1^{2,75}. \quad (X.6)$$

Сорт смазки выбирают согласно указаниям завода-изготовителя цепей.

Клиноременные трансмиссии

Клиноременные трансмиссии применяют в приводах буровых насосов, компрессоров и в приводах вспомогательных механизмов установок. Благодаря своей упругости клиновые ремни обладают способностью несколько амортизировать резкие пере-

Рис. X.2. График для определения количества смазки Q_{min} , подаваемой на один ряд цепи, в зависимости от частоты вращения n_1 и числа зубьев малой звездочки z_1



грузки и сглаживать неравномерность вращения, вызываемую кривошипно-шатунными механизмами этих машин.

Клиновые ремни применяют также в передачах силовых приводов, блокирующих двигатель мощностью до 300 кВт. Одна передача может передавать довольно большие мощности (до 600 кВт) с одного параллельного вала на другой при межосевых расстояниях до 4 м и частотах вращения до 1200 об/мин. Для передач больших мощностей приходится применять трансмиссии с большим числом клиновых ремней (до 22), что обычно не делается в трансмиссиях общего назначения. В этих случаях необходимо точно подбирать длину ремней в комплекте, однако вследствие неоднородности ремни вытягиваются в комплекте неодинаково.

К недостаткам этих передач относятся: необходимость предварительного натяжения ремней, что увеличивает нагрузку на валы и подшипники; смена изношенных клиновых ремней, требующая демонтажа валов или сближения их консольных шкивов, что довольно сложно выполнять в полевых условиях; меньший к. п. д., чем у цепных передач; колебания ветвей и всей системы вследствие непостоянства размеров сечений по длине ремня и мгновенного изменения передаточного отношения. Эти обстоятельства и необходимость периодической подтяжки ремней ограничивают область их применения в передачах буровых установок.

Клиновые ремни (рис. X.3, а) состоят из нейтрального слоя 1 — шнура, изготовленного из синтетического волокна большой прочности и навитого по спирали; обертки — наружного слоя 2 из хлоропрена, стойкого к действию масла, нефти, нагреву; слоев 3 (сжатия и растяжения) из резины. В буровых установках применяют многорядные клиноременные передачи, комплектованные из одиночных клиновых ремней или нескольких (до шести) свулканизированных одной общей покрывкой 4 (рис. X.3, б).

Угол клина прямолинейного участка ремня, находящегося под натяжением, $A = 40 + 0,5^\circ$ (рис. X.3, а).

Используются клиновые ремни нормального сечения Г, Д, Е по ГОСТ 1284.1—80 и узкие ремни профиля УБ и УВ по РТМ

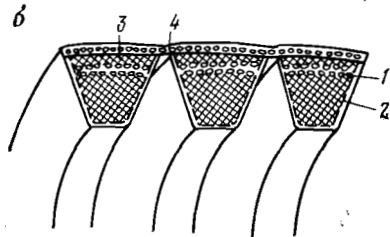
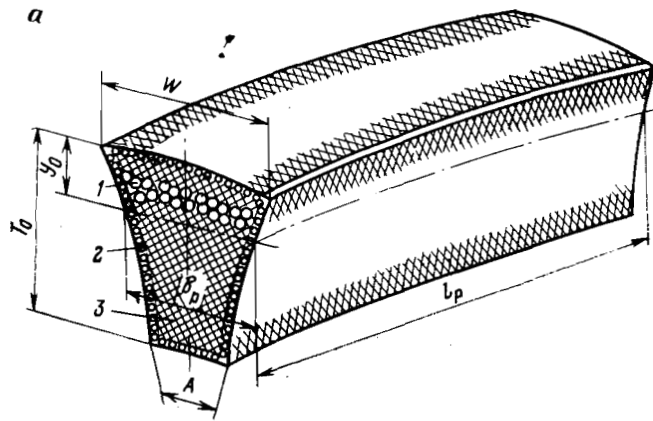


Рис. X.3. Клиновые ремни типа УВ:
 а — сечение ремня; б — многорядный ремень с покрытием; W — ширина по нейтральному слою; T_0 — высота; y_0 — расстояние между наружными и нейтральными слоями; A — угол клина ремня; l_p — длина по нейтральному слою под нагрузкой

38-40545—79 (табл. X.2). Клиновые ремни нормального типа имеют отношение $l_p/T_0=1,4$, а узкие $l_p/T_0=1,05 \div 1,1$.

При работе в канавке шкива клиновый ремень прогибается и из-за эксцентричного приложения сил трения нагрузка по ширине несущего слоя (корда) распределяется неравномерно. В узких ремнях вследствие меньшей ширины прогиб ремня незначителен и нагрузка распределяется более равномерно. Выгнутые боковые поверхности узкого ремня при огибании шкива становятся плоскими, и контактная нагрузка между ремнем и канавкой распределяется более равномерно, при этом уменьшается износ и увеличивается ресурс ремня.

Клиновые ремни нормального сечения допускают скорости до 30 м/с, а узкие — до 50 м/с. Узкие ремни допускают большие натяжения и передают при той же площади сечения почти в 2 раза большие мощности.

Клиновые ремни чувствительны к попаданию на них масла, нефти и солнечных лучей. По этим причинам, а также из соображения безопасности их закрывают кожухами, имеющими вентиляцию для охлаждения.

Расчет мощности, передаваемой клиновыми ремнями нормальных сечений, регламентирован ГОСТ 1284.1—80, а узкими ремнями — РТМ 38-40545—79.

Таблица X.2
 Размеры приводных клиновых ремней (см. рис. X.3, а)

Тип ремней	Обозначение ремней	Размеры сечения, мм				Площадь сечения P , мм ²	Предельная длина l , мм	Масса 1 м длины m , кг
		l_p	W	T_0	y_0			
Нормальные (ГОСТ 1284.1—80)	Г	27 ^{+0,9} _{-0,6}	32	19±0,6	6,9	476	3150—15000	0,60
	Д	32 ⁺¹⁰ _{-0,8}	38	23,5±0,7	8,3	692	4500—18000	0,90
	Е	42 ⁺¹⁰ _{-0,8}	50	30±0,8	11,0	1172	6300—18000	1,52
Узкие (РТМ 38-4054—79)	УБ	14 ^{+0,7} _{-0,5}	17	13±0,5	3,5	159	1250—8000	0,20
	УВ	19 ^{+0,8} _{-0,5}	22	18±0,5	4,8	278	2000—8000	0,37

Расчетная схема клиноременной передачи приведена на рис. X.4.

Окружная скорость ремня (в м/с)

$$v = \pi d_1 n_1 / 60. \quad (X.7)$$

Угол схвата малого шкива (в градусах)

$$\alpha = 180 - 2\gamma = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{E}. \quad (X.8)$$

Для передачи мощностей менее 200 кВт применяют ремни нормального сечения Б, В и Г или узкие УБ, а для передачи больших мощностей — нормального сечения Д и Е или узкие УВ. Зоны работы ремней показаны на рис. X.5.

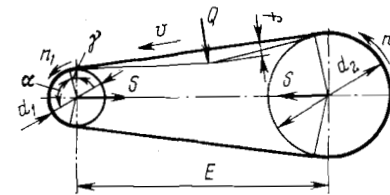


Рис. X.4. Расчетная схема клиноременной передачи:
 E — межосевое расстояние, м; d_1 и d_2 — расчетные диаметры меньшего и большего шкивов, м; n_1 и n_2 — частоты вращения меньшего и большего шкивов, об/мин; Q — усилия контроля прогиба ремня, Н; t — стрела прогиба, мм; S — натяжение струн передачи, Н

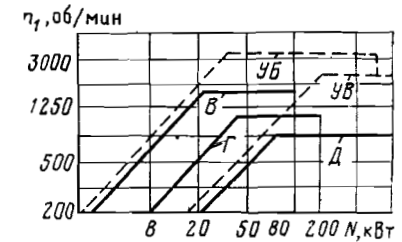


Рис. X.5. График выбора сечения клинового ремня в зависимости от передаваемой мощности N и частоты вращения

Таблица X.3

Номинальная мощность N_0 (в кВт), передаваемая одним клиновым ремнем при $d_1 = d_2$

Тип ремня	Обозначение	Частота вращения, об/мин	Диаметр малого шкива d_1 , мм				
			355	400	500	630	710
Нормальный (ГОСТ 1284.1—80)	Г	400	10,5	13,1	13,4	25,1	29
		700	15,6	19,4	27,3	36,1	42
		1200	19,7	24,2	31,6	—	—
	Д	400	—	—	21,1	30,7	36,3
		700	—	—	29,9	42,5	48,9
		950	—	—	31,3	43,2	—
Узкий (РТМ 38-40545—79)	УВ	400	14,4	17,0	22,6	29,7	—
		700	23,3	27,5	36,4	47,1	—
		900	28,6	33,6	44,1	56,2	—
		1100	33,3	39,0	50,6	62,7	—
		1300	37,4	43,6	55,4	—	—
		1500	40,8	47,2	58,6	—	—

После того как выбрано сечение ремня, определяют мощность, передаваемую одним ремнем:

$$N_p = N_0 C_a C_L / C_p, \quad (X.9)$$

где N_0 — номинальная мощность, передаваемая одним ремнем (табл. X.3); C_a — коэффициент угла охвата; C_L — коэффициент длины ремня ($1-1,08$ при $L=6 \div 8$ м); C_p — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы оборудования буровых установок, при работе не более 16 ч/сут $C_p=1,3 \div 1,6$.

Значения коэффициента C_a

Угол охвата α , градус	180	160	140	120	110	100	80	80	70
C_a	1	0,95	0,89	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

Промежуточные значения номинальной мощности и коэффициентов определяются линейной интерполяцией.

Машины и агрегаты установки работают в процессе бурения скважины при различных мощностях и нагрузках, поэтому число ремней в передаче определяют по эквивалентной мощности N_3 на ведущем валу:

$$z = N_3 / N_p C_z, \quad (X.10)$$

где C_z — коэффициент, учитывающий число ремней в комплекте (при $z=4 \div 6$ $C_z=0,9$, при $z>6$ $C_z=0,85$).

Наиболее рациональное число клиновых ремней в одной передаче до 12, но в ряде случаев применяют и 18—20, однако при этом требуется весьма точная комплектация ремней по длине.

На долговечность ремней значительно влияет их скорость. Скорости для длительно действующих передач — 15—20 м/с, для кратковременной работы — 20—25, но не более 30 м/с. Для узких ремней скорости можно выбирать на 30—40% больше. Выбирая скорость ремня и зная частоту вращения двигателя, можно определить расчетный диаметр меньшего шкива d_1 .

В заданных габаритах рекомендуется применять d_1 возможным большим, так как при этом снижаются напряжения изгиба в ремне, повышаются к. п. д. и ресурс работы ремней, уменьшается окружное напряжение.

Минимальные расчетные диаметры шкивов

Сечение ремня	Г	Д	Е	УВ	УВ
$d_{1\text{min}}$, мм	355	500	800	160	224

Диаметр большого шкива

$$d_2 = d_1 u_{12}, \quad (X.11)$$

где $u_{12} = n_1 / n_2 \beta$ — передаточное отношение трансмиссии, $\beta = 0,98 \div 0,99$ — коэффициент скольжения ремней (скольжение 1—2%), зависящий от их натяжения.

Предварительное межосевое расстояние

$$E_0 = (d_2 + 3d_1) / 2. \quad (X.12)$$

Межосевое расстояние E_0 можно выбирать по величине отношения E_0 к диаметру большого шкива d_2 в зависимости от передаточного отношения:

u_{12}	1	2	3	4
E_0/d_2	1,5	1,2	1,0	0,95

Предварительная эффективная расчетная длина ремня

$$L_p = 2E_0 + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4E_0}. \quad (X.13)$$

Расчетную длину ремня округляют до ближайшей стандартной длины по ГОСТ 1284.1—80 или РТМ 38-40545—79.

В передачах буровых установок натяжные ролики не применяют. Для натяжения ремней и их смены предусматривают натяжные устройства, обеспечивающие увеличение межосевого расстояния до 6%. Силу натяжения клиноременной передачи (в Н) рассчитывают по формуле

$$S = z S_0, \quad (X.14)$$

$$\text{где } S_0 = \frac{850 N_3 C_p C_L}{z C_a} + \frac{m}{v^2}.$$

Здесь m — масса 1 м длины ремня, кг (см. табл. X.2).

Натяжение ремня контролируется по прогибу f ветви под действием силы Q (см. рис. X.4). Прогиб ветви (в мм)

$$f = 1,55 \frac{E_0}{100} . \quad (X.15)$$

Усилия для контроля натяжения (в Н) определяют по формулам:

для одного нового ремня

$$Q = (1,4 + C_c) / 16; \quad (X.16)$$

для приработанного ремня

$$Q_0 = (S_0 + C_c) / 16,$$

где C_c — коэффициент (в Н), зависящий от жесткости ремня. Зависимость коэффициента C_c от сечения ремня

Зависимость коэффициента C_c от сечения ремня

Сечение ремня . . .	Г	Д	Е	УБ	УВ
C_c , Н	320	470	780	60	150

При выходе одного из ремней из строя в многорядной передаче следует заменить весь комплект. Ремни, бывшие в употреблении, должны подбираться отдельным комплектом. При хорошем монтаже и предварительном натяжении ремней к. п. д. передачи $\eta = 0,92 \div 0,97$. К. п. д. клиноременной передачи зависит от отношения диаметра малого шкива d_1 к высоте ремня T_0 (рис. X.6).

Критерии работоспособности клиновых ремней — наработка T_p и удлинение.

Наработка ремня (в ч)

$$T_p = N_{\text{оц}} \frac{l_p}{60 \pi d_1 n_1} , \quad (X.17)$$

где $N_{\text{оц}}$ — наработка ремня, цикл (один цикл соответствует одному пробегу ремня).

Удлинение ремней не должно превышать 2,5%.

Средний ресурс ремней в эксплуатации для среднего режима работы ($T_{\text{ср}}$) принимается 2000 ч, при других режимах работы средний ресурс определяется по формуле

$$T_{\text{ср,р}} = T_{\text{ср}} k_1 k_2, \quad (X.18)$$

где k_1 — коэффициент режима работы (для тяжелого режима $k_1 = 0,5$, для очень тяжелого $k_1 = 0,25$); k_2 — коэффициент, учитывающий климатические условия эксплуатации (для районов с холодным и очень холодным климатом $k_2 = 0,75$, для центральных и других зон $k_2 = 1$).

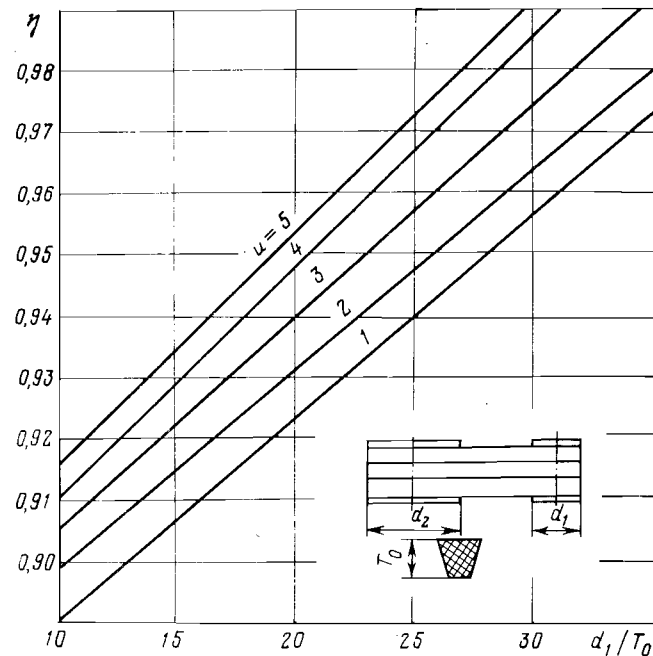


Рис. X.6. Зависимость к. п. д. клиноременной передачи от отношения d_1/T_0

§ 2. МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ

Для сцепления и расцепления трансмиссий буровых установок применяют только специально созданные сухие фрикционные муфты. Для сцепления неподвижных элементов трансмиссий перед пуском или для выключения после остановки используют в основном зубчатые и кулачковые муфты сцепления, в качестве соединительных муфт — стандартные жесткие или упругие муфты, применяемые в общем машиностроении, и карданные валы.

Фрикционные муфты сцепления

В трансмиссиях буровых установок фрикционные муфты сцепления широко распространены благодаря ряду преимуществ:

включение на ходу при больших разностях угловых скоростей сцепляемых валов;

безударное включение с постепенным разгоном;

возможность некоторой регулировки времени разгона ведомых частей и предельного момента, передаваемого муфтой;

возможность кратковременного регулирования частоты вращения путем буксования, что важно при ловильных работах и пусках, свинчивании и развинчивании бурильных и обсадных труб, установке вкладышей в ротор и т. д.

К числу недостатков фрикционных муфт можно отнести возможность нарушения сцепления вследствие износа фрикционных дисков.

Фрикционные муфты трансмиссий буровых установок применяются для передачи значительных мощностей (100—2000 кВт и более) при большом числе включений (100—200 в 1 ч и более) с управлением на значительном расстоянии от оператора. Эти условия эксплуатации предъявляют к их конструкции ряд специальных требований: плавное и быстрое включение и быстрое расцепление без заедания; дистанционное управление; длительная и надежная работа без нагрева; возможно малые масса и динамический момент; динамическая уравновешенность; простота и удобство регулировки и ремонта в полевых условиях.

Передаваемый муфтой крутящий момент создается силами трения, возникающими на трущихся поверхностях дисков муфты в результате взаимного прижатия их. Поэтому габариты и масса муфты будут тем меньше, чем выше коэффициент трения и чем больше контактная нагрузка.

Так как буровые установки работают на открытом воздухе, часто в условиях низких или высоких температур, а также вследствие больших габаритов, усложняющих герметизацию, используют только сухие фрикционные муфты. Для работы в таких условиях лучше всего зарекомендовали себя осевые одно-, двух- и трехдисковые и многоколодочные цилиндрические муфты с наружным охватом шкива и пневматическим управлением.

Из всего многообразия пар трения в муфтах буровых установок применяют только: чугуны или сталь по неметаллическому материалу — прессованному, армированному металлическим каркасом, пропитанному асбесту, фрикционной пластмассе или различным композиционным материалам (волокна асбеста, чугунная, свинцовая и латунная пыль и др.); иногда используют металлокерамические накладки.

Накладки изготавливают толщиной до 8 мм. В настоящее время накладки к колодкам и дискам не приклеивают, а наклеивают под давлением с нагревом. Срок службы приклеенных накладок больше. Прочность приклеивания выше, чем прочностной самой накладки. Для дисков больших диаметров (более 1 м) изготавливают стальные секторы с напрессованным металлокерамическим слоем. Эти секторы приваривают или наклеивают к несущему металлическому диску. Фрикционные муфты управляются сжатом воздухом (давление 0,6—0,9 МПа), подаваемым в резиновые камеры, осуществляющие нажатие на диски или колодки.

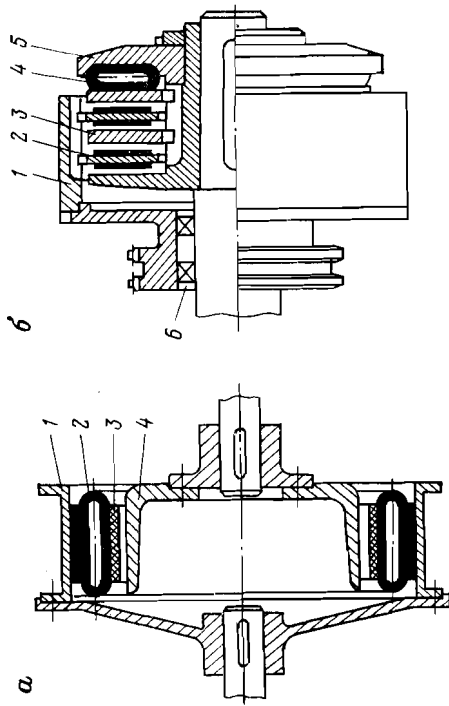


Рис. X.7. Фрикционные пневматические муфты:

а — цилиндрическая радиальная; 1 — обод; 2 — баллон; 3 — фрикционные колодки; 4 — шкив; б — дисковая осевая; 1 — обод со звездочкой; 2 — диски обода с фрикционными накладками; 3 — диски ступицы; 4 — баллон; 5 — ступица с фланцами; 6 — подшипник

По форме сцепляющихся элементов пневматические фрикционные муфты подразделяются на цилиндрические (рис. X.7, а) и дисковые осевые (рис. X.7, б). Как те, так и другие снабжаются вентиляционными каналами для отвода тепла и защиты резиновых баллонов от нагрева.

По характеру работы муфты делятся на оперативные с тяжелым режимом (число включений более 40 в 1 ч), оперативные с легким режимом (число включений менее 40 в 1 ч) и неоперативные — редко включаемые.

Цилиндрические фрикционные шинно-пневматические муфты бывают двух типов — обжимные и разжимные. В первых резиновый баллон охватывает вращающийся внутри него шкив, с которым он сцепляется при включении. В разжимной муфте, наоборот, баллон находится внутри шкива. В обжимной муфте фрикционные колодки крепятся к внутренней цилиндрической поверхности баллона, а в разжимной — к его внешней поверхности.

В трансмиссиях буровых установок применяют только обжимные муфты. Они значительно быстрее выключаются при остановах, так как после выключения колодки отжимаются центробежной силой от шкива, а в разжимных, наоборот, они прижимаются этой силой к шкиву, и выключение затягивается. Муфты обжимного типа используются в быстроходных трансмиссиях при скоростях на контактных поверхностях до 35 м/с.

Цилиндрические муфты благодаря упругости баллона не только компенсируют перекосы и непараллельность валов и

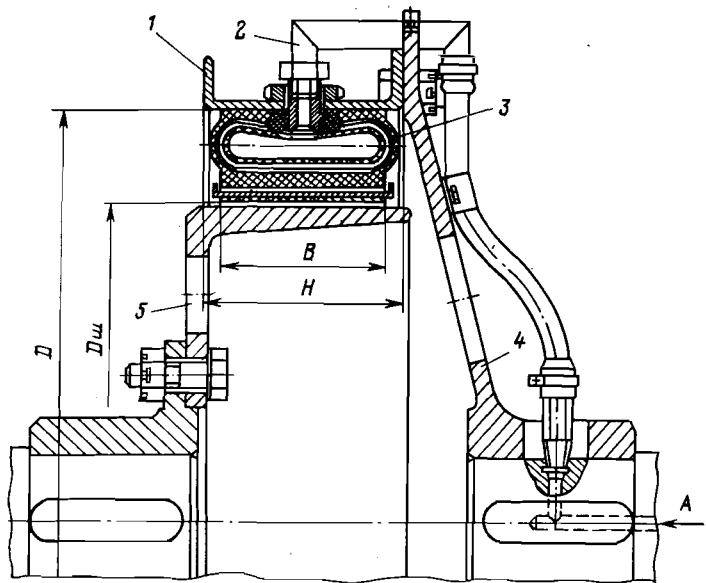


Рис. X.8. Цилиндрическая радиальная обжимная шинно-пневматическая муфта:

1 — обод; 2 — воздухоподвод; 3 — баллон с фрикционными колодками; 4 — ступица; 5 — шкив; А — подвод воздуха

снижают динамические нагрузки. Муфтами этого типа соединяют валы с целью компенсации неточностей монтажа. Эти муфты хорошо работают при температуре окружающей среды от -30 до $+50$ °С. При температурах ниже -30 и выше $+50$ °С работоспособность их снижается.

На рис. X.8 показана конструкция цилиндрической обжимной шинно-пневматической муфты, соединяющей два вала. При режимах с большим числом включений выделяется много тепла и нагреваются колодки, непосредственно прикрепленные к баллону, что снижает срок его службы. В табл. X.4 приведены основные характеристики ряда цилиндрических шинно-пневматических муфт типа МШ по ОСТ 26-02-334—78.

Для оперативной работы с большой частотой включения иногда применяют цилиндрические пневмокамерные обжимные или осевые дисковые муфты с воздушным охлаждением.

В основу расчета фрикционных муфт сцепления следует брать не действующий момент, а предельный момент трения

$$M_T = s_M M, \quad (X.19)$$

где M_T и M — расчетный предельный момент трения и наибольший крутящий момент, кН·м; s_M — коэффициент запаса по мо-

Таблица X.4

Цилиндрические обжимные муфты (рис. X.8)

Типо-размер	Предельный крутящий момент при 100 об/мин. кН·м	Предельная частота вращения, об/мин	Податливость		Основные размеры, мм				Объем камеры, л
			крутильная, рад/кН·м 10 ⁻¹²	боковая, м/кН·10 ⁻⁸	$D \pm 3$	$D_{ш}$	$H-1$	B	
МШ300	4,5	1500	68	2,80	393	302	115	98	1,5
МШ500	13	1500	23	2,20	650	504	150	123	5,5
МШ600	35	1200	13	1,70	766	606	245	198	12
МШ700	45	1000	8	1,50	882	708	245	198	17
МШ900	83	800	4,5	1,40	1093	908	245	198	25
МШ1070	115	500	2,1	0,85	1270	1078	245	198	30
МШ1330	160	500	1,6	0,60	1500	1345	245	198	33

менту, учитывающий характеристику муфты и приводимой машины (принимается $s_M = 2 \div 4$).

Чем больше разность между предельным моментом трения и крутящим моментом, тем короче период ускорения при включении, тем резче разгон и меньше потерь на трение.

Соотношения между размерами муфты и предельным моментом трения могут быть определены из следующих зависимостей.

Для цилиндрических обжимных муфт предельный момент трения

$$M_T = (P - P_{ц}) \frac{\mu D_{ш}}{2} = [(p - p_0) F - mv^2 / r_{цт} g 10^{-6}] \frac{\mu D_{ш}}{2}, \quad (X.20)$$

где P — радиальная сила на ободе шкива, возникающая при давлении воздуха в баллоне, кН; $P_{ц}$ — центробежная сила, действующая на обжимающую часть муфты, кН; $\mu = 0,35 \div 0,5$ — коэффициент трения; $D_{ш}$ — диаметр шкива, м; p — давление воздуха в баллоне, МПа; $p_0 = 0,03 \div 0,05$ — давление, расходуемое на деформацию баллона для преодоления начального зазора между баллоном и шкивом, МПа; F — площадь баллона, на которую действует давление воздуха, м² (с некоторым приближением F можно принимать равной площади контакта колодок и шкива $F = \pi D_{ш} B$); B — ширина колодок, м; m — масса баллона и колодок, кг; $v = \pi r_{цт} n / 30$ — скорость на радиусе центра тяжести муфты, м/с; $r_{цт}$ — радиус центра тяжести баллона м; n — частота вращения муфты, об/мин; g — ускорение свободного падения, м/с².

Соединительные муфты

В трансмиссиях буровых установок для временного соединения двух валов или свободно вращающихся деталей, расположенных на валу (звездочек, зубчатых колес барабанов и т. д.),

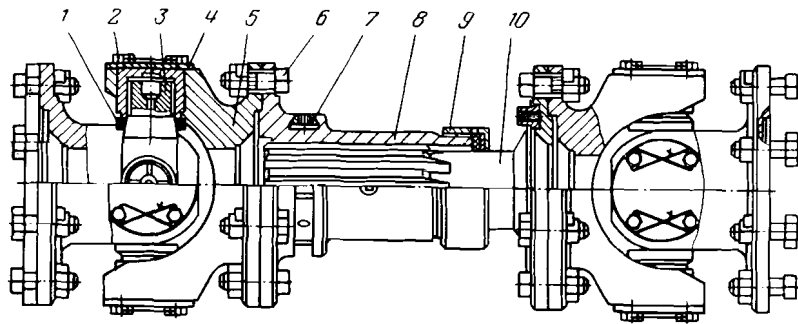


Рис. X.9. Карданный вал:

1 — уплотнение; 2 — обойма с игольчатым подшипником; 3 — крестовина; 4 — крышка; 5 — вилка; 6 — болт; 7 — балансир; 8 — шлицевая муфта; 9 — гайка; 10 — шлицевой вал

применяют сцепные муфты, а для постоянного соединения — неподвижные муфты или карданные валы, допускающие перекосы или смещения валов.

В качестве неподвижных соединительных муфт наиболее часто применяют упругие муфты с эластичными элементами, смягчающие удары и снижающие динамические нагрузки, или жесткие зубчатые муфты и крестово-шарнирные муфты — карданные валы. Жесткими сцепными муфтами являются зубчатые и кулачковые.

Жесткие зубчатые муфты используют при редко разбираемых соединениях, так как они компенсируют небольшие перекосы, непараллельность валов допускается 1—1,5 мм, а угол между осями 1—1,5°. Эти упругие муфты только несколько смягчают толчки и удары и не рассчитаны на поглощение значительной колебательной энергии. Муфты с мощными упругими элементами применяют для защиты трансмиссии от колебаний, вызванных кривошипно-шатунными или ползунно-шатунными механизмами ДВС или поршневых насосов и др.

Карданные валы (рис. X.9) различных размеров широко применяют в буровых установках для соединения валов машин, транспортируемых отдельными блоками при перемещении установки на новую точку бурения. Эти валы допускают большие перекосы и непараллельность, что позволяет значительно ускорить монтаж буровой установки. Валы эти требуют хорошей балансировки, иначе возникают большие биения и вибрации.

Техническая характеристика карданных валов

Тип	Легкие		Тяжелые	
	1600	1140	1140	750
Максимальная частота вращения, об/мин				
Максимальный передаваемый крутящий момент, МН·м	370	1,40	1,404	1,404
Длина, мм	720	890	1195	2225,5
Масса, кг	50	165	190	261,8

Пример X.1. Найти параметры насоса для смазки цепной передачи суммирующей трансмиссии установки БУ2500ДГУ. Дано: число зубьев ведущей звездочки $z_1=31$; шаг цепи $t=31,75$ мм и число рядов цепи $a=3$. Частота вращения при длительной работе $n_1=600$ об/мин.

Решение.

Вычисляем скорость цепи по формуле (X.1)

$$v = z_1 t n_1 / 60 = 31 \cdot 31,75 \cdot 10^{-3} \cdot 600 / 60 = 10 \text{ м/с.}$$

Находим способ смазки — непрерывная подача под давлением. Требуемую подачу масляного насоса определяем из графика на рис. X.2. Для трехрядной цепи $Q=Q_1 a=0,25 \cdot 3=0,75$ м³/мин, или 0,0125 м³/с. Давление, с которым масло подается на движущиеся цепи, зависит от конструкции системы смазки и обычно $p=0,2 \div 0,3$ МПа, тогда мощность привода насоса

$$N = Qp/\eta = 0,0125 \cdot 0,3 \cdot 10^6 / 0,75 = 5000 \text{ Вт или } 5 \text{ кВт,}$$

где $\eta=0,75$ — к. п. д. насоса для подачи масла.

Пример X.2. Подобрать число клиновых ремней для привода бурового насоса НБТ-600. Известно: мощность электродвигателя постоянного тока $N=600$ кВт; частота вращения $n_1=900$ об/мин; диаметр ведущего шкива $d_1=0,5$ м, передаточное число клиноременной передачи $u_{12}=2,24$,

Решение.

Находим расчетные геометрические размеры передачи.

Диаметр большего шкива из формулы X.11

$$d_2 = d_1 u_{12} = 0,5 \cdot 2,24 = 1,12 \text{ м.}$$

Межосевое расстояние выбираем из соотношения

$$E_0 = d_2 e = 1,12 \cdot 1,2 = 1,35 \text{ м,}$$

где $e=1,2$, при $u_{12}=2$ (из выражения X.12).

Угол охвата малого шкива по уравнению (X.8)

$$\alpha = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{E_0} = 180 - 57 \frac{1,12 - 0,5}{1,35} = 154^\circ.$$

Эффективная расчетная длина ремня по формуле (X.13)

$$L_p = 2E_0 + 1,57(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / 4E_0 = \\ = 2 \cdot 1,35 + 1,57(0,5 + 1,12) + \frac{(1,12 - 0,5)^2}{4 \cdot 1,35} = 5,38 \text{ м,}$$

принимаем ближайшую стандартную величину $L_p=6$ м.

Из графика на рис. X.5 выбираем узкие клиновые ремни профиля УВ для передачи мощности более 400 кВт для частот вращения до 1000 об/мин.

Находим мощность, передаваемую одним ремнем, по формуле (X.9)

$$N_p = N_0 C_a C_1 / C_p,$$

где N_0 находим из табл. X.3 методом интерполяции для $n_1=900$ об/мин, $N_0=45,9$ кВт; коэффициенты: $C_a=0,94$ для угла охвата 154° ; $C_1=1,03$ при длине ремня $L_p=6$ м, $C_p=1,3$ для бурового насоса при работе менее 16 ч в сутки.

$$N_p = 45,9 \cdot 0,94 \cdot 1,03 / 1,3 = 34,2 \text{ кВт.}$$

Эквивалентная мощность передачи

$$N_3 = N k_3 = 600 \cdot 0,6 = 360 \text{ кВт,}$$

где $k_3=0,6$ — коэффициент эквивалентности.

Число ремней в передаче из выражения (X.10)

$$z = N_3 / N_p C_2 = 360 / 34,2 \cdot 0,85 = 12,3.$$

Принимаем $z=12$ ремней.

К. п. д. клиноременной передачи определяем по графику на рис. X.6. Отношение диаметра ведущего шкива к высоте ремня $d_1/T_0 = 500/18 = 27$ и $u_{12} = 2,24$, тогда $\eta = 0,96$, что может быть обеспечено при хорошем монтаже и натяжении ремней.

Пример X.3. Определить запас крутящего момента двояной цилиндрической обжимной муфты МШ500 приводного вала насоса НБТ-600 установки БУ2500ДГУ при частоте вращения $n_1 = 900$ об/мин и мощности насоса $N = 600$ кВт; $m = 12$ кг — масса колодок и части резинового баллона; $r_{ц} = 0,27$ м — радиус центра тяжести колодок и баллона.

Решение.

Находим крутящий момент, который должна передавать муфта,

$$M = N30/\pi n = 600 \cdot 30 / 3,14 \cdot 900 = 6,4 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Момент трения, передаваемый одной муфтой, из формулы (X.20)

$$M_T = \left[(p - p_0)F - \frac{mv^2}{r_{цт}} \right] \frac{\mu D_{ш}}{2},$$

где $p = 0,7$ МПа; $p_0 = 0,04$ МПа; $F = \pi D_{ш} B = 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,123 = 0,22$ м² (данные из табл. X.4).

$$v = \pi r_{цт} n / 30 = 3,14 \cdot 0,27 \cdot 900 / 30 = 25,4 \text{ м/с};$$

$\mu = 0,43$ — коэффициент трения; $D_{ш} = 0,5$ м — диаметр шкива (из табл. X.1).

$$M_T = \left[(0,7 - 0,04)0,22 \cdot 10^6 - \frac{12 \cdot 25,4^2}{0,27} \right] \frac{0,43 \cdot 0,5}{2} \approx 12,45 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Крутящий момент двояной муфты $M_{2T} = 2 \cdot M_T = 2 \cdot 12,45 = 24,9$ кН·м.

Запас крутящего момента $s_m = M_{2T}/M = 24,9/6,4 = 3,89$, что вполне достаточно [см. формулу (X.19)].

Пример X.4. Суммарная мощность двух силовых агрегатов на коробку перемены передач передается муфтой МШ500. Частота вращения вала, на котором закреплена муфта $n = 900$ об/мин. Суммарная мощность на валу $N = 480$ кВт. Найти коэффициент запаса муфты.

Решение.

Определяем величину крутящего момента, которую должна передать муфта:

$$M = N/\omega = 480/95 = 5,07 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

где $\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 900 / 30 = 95$ рад/с.

Из примера X.3 известно, что при давлении $p = 0,7$ МПа и $n = 900$ об/мин муфта МШ500 передает крутящий момент $M_T = 12,45$ кН·м, тогда при давлении $p_2 = 0,6$ МПа муфта будет передавать момент

$$M_{2T} = \frac{(p_2 - p_0)M_T}{p_1 - p_0} = \frac{(0,6 - 0,04) \cdot 12,45}{0,7 - 0,04} = 10,56 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Запас крутящего момента

$$s_m = M_{2T}/M = 10,56/5,07 = 2,08.$$

Запас момента должен быть $s_m \geq 2$. Полученный момент приемлем.

Пример X.5. Электродвигатели соединяются с суммирующим редуктором посредством шинно-пневматических муфт МШ500, по одной муфте на

каждом двигателе; мощность двигателя $N = 320$ кВт, $n = 985$ об/мин. Определить коэффициент запаса муфты.

Решение.

Вычисляем крутящий момент, передаваемый муфтой:

$$M = N/\omega = 320/103 = 3,1 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

где $\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 985 / 30 = 103$ рад/с.

Учитывая, что кратность пускового момента электродвигателей $k = 1,5$, находим пусковой момент:

$$M_{п} = kM = 1,5 \cdot 3,1 = 4,65 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Определяем коэффициент запаса муфты МШ500, если при давлении воздуха $p = 0,6$ МПа момент, передаваемый муфтой $M_T = 9,5$ кН·м

$$s = M_T/M_{п} = 9,5/4,65 = 2,04.$$

Запас момента $s_m \geq 2$, следовательно, приемлемо.

Пример X.6. Определить запас крутящего момента муфты МШ700 при следующих исходных данных: $n = 555$ об/мин; $N = 800$ кВт; крутящий момент $M = 13,76$ кН·м; $p = 0,6$ МПа; $D_{ш} = 0,7$ м; $B = 0,2$ м; $\mu = 0,325$; $m = 37$ кг.

Решение.

Суммарная радиальная сила на барабане

$$P = \pi D_{ш} B p = 3,14 \cdot 0,7 \cdot 0,2 \cdot 0,6 \cdot 10^6 = 264 \cdot 10^3 \text{ Н или } 264 \text{ кН}.$$

Центробежная сила, отжимающая колодки от барабана

$$P_{ц} = 0,001118 \cdot 37 \cdot 0,365 \cdot 555^2 \cdot 9,81 \approx 45 \text{ кН},$$

тогда

$$P_p = P - P_{ц} = 264 - 45 = 219 \text{ кН}.$$

Определяем силу трения между колодками муфты и барабаном:

$$T = P_{рц} = 219 \cdot 0,325 \approx 71 \text{ кН}.$$

Находим момент трения, передаваемый муфтой:

$$M_T = T \frac{D_{ш}}{2} = 71 \frac{0,7}{2} = 24,85 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

откуда коэффициент запаса муфты МШ700 $s_m = M_T/M = 24,85/13,76 \approx 1,8$, что ниже требуемого [см. формулу (X.19)].

Как видно, в нашем случае имеем вполне достаточный коэффициент надежности.

§ 3. КОРОБКИ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ

Для увеличения диапазона регулирования частот вращения вала лебедки или ротора применяют коробки перемены передач (КПП) разнообразных конструкций с цепными, зубчатыми или комбинированными передачами.

Цепные КПП используют в мощных буровых установках для глубокого бурения, а зубчатые — в самоходных установках для бурения скважин небольшой глубины. В цепных КПП зубчатые конические передачи применяют для изменения угла осей валов, например, для привода ротора карданным валом или для полу-

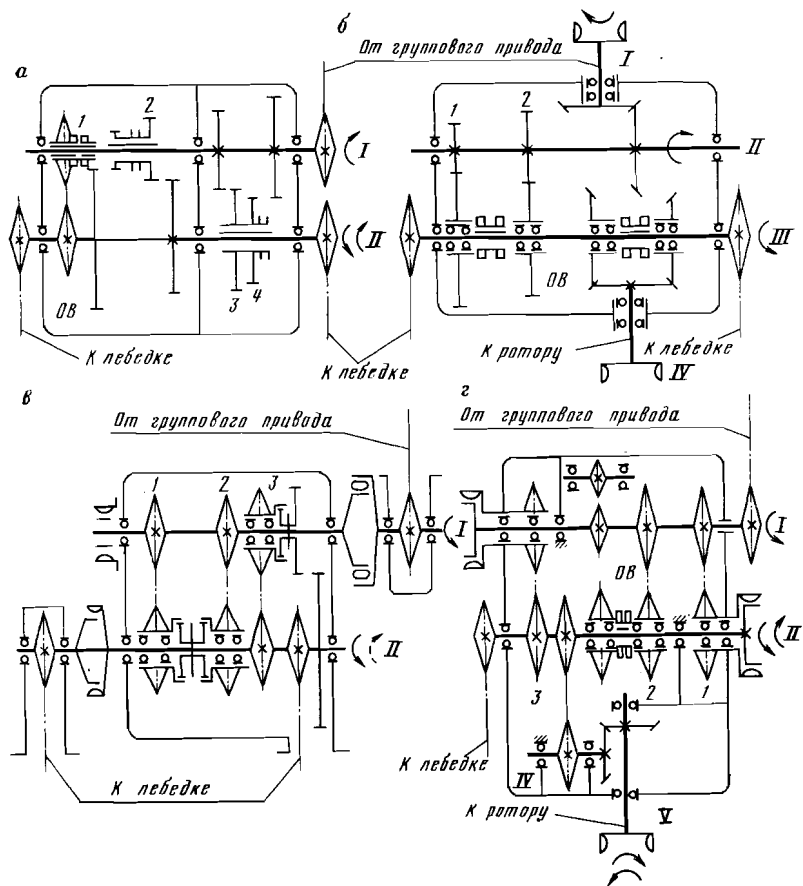


Рис. X.10. Схемы коробок перемены передач:
 I, II, III, IV и V — номера валов; 1, 2, 3 и 4 — номера прямых передач; ОВ — обратное вращение, МШ — шинно-пневматическая муфта

чения обратного вращения ротора, а в зубчатых КПП в последнем случае используют цепные передачи. Такие решения упрощают конструкцию. Цепные КПП выполняют двухвальными, так как в них желательно иметь большее расстояние между валами для увеличения числа звеньев и долговечности цепной передачи. Зубчатые КПП выполняют двух- и трехвальными. В них расстояние между валами должно быть по возможности меньшим для снижения окружных скоростей.

На рис. X.10, а показана схема двухвальной четырехскоростной КПП с зубчатыми цилиндрическими передачами и цепной передачей для обратного вращения (ОВ). С точки зрения кинематики эта коробка менее удачна. Она имеет две замедля-

ющие и две ускоряющие передачи. Частоты вращения исполнительных механизмов лебедки и ротора во всех случаях ниже, чем двигателя, поэтому ускоряющие передачи здесь не нужны.

На рис. X.10, б показана схема четырехвальной двухскоростной КПП, применяемой для двигателей, которые расположены перпендикулярно к валам лебедки. Вал привода ротора расположен также перпендикулярно к валам КПП. Скорости переключаются кулачковыми муфтами. Обратное вращение ротора осуществляется с помощью второй конической передачи.

На рис. X.10, в показана схема двухвальной цепной трехскоростной КПП с зубчатой передачей для обратного вращения и переключением скоростей кулачковыми муфтами. Эта КПП имеет две цепные передачи к лебедке. Все передачи понижают частоту вращения.

Схема четырехскоростной КПП с одним цепным приводом лебедки и коническими зубчатыми передачами привода ротора карданным валом показана на рис. X.10, г. Привод ротора через карданный вал от общей КПП требует расположения осей валов под углом 90°, что усложняет КПП, но упрощает трансмиссию его привода. Для такого решения можно рекомендовать конические редукторы и привод ротора через карданный вал. Если ось приводного вала ротора расположена параллельно осям валов, то привод осуществляется цепной трансмиссией или индивидуальным двигателем.

На рис. X.11 показана конструкция КПП с цепными передачами и зубчатой передачей для обратного вращения. Для переключения первой скорости применена кулачковая муфта, а для второй и третьей — шинно-пневматические муфты, что повышает оперативность переключения этих скоростей. Привод установки должен обеспечивать возможность вращения ротора в двух направлениях, поэтому в КПП для дизельных приводов применяют передачу для обратного вращения. Если установка с электроприводом, обратное вращение осуществляется электродвигателем. При регулируемом электроприводе число передач в коробке обычно две — четыре вместо четырех — шести при нерегулируемом приводе.

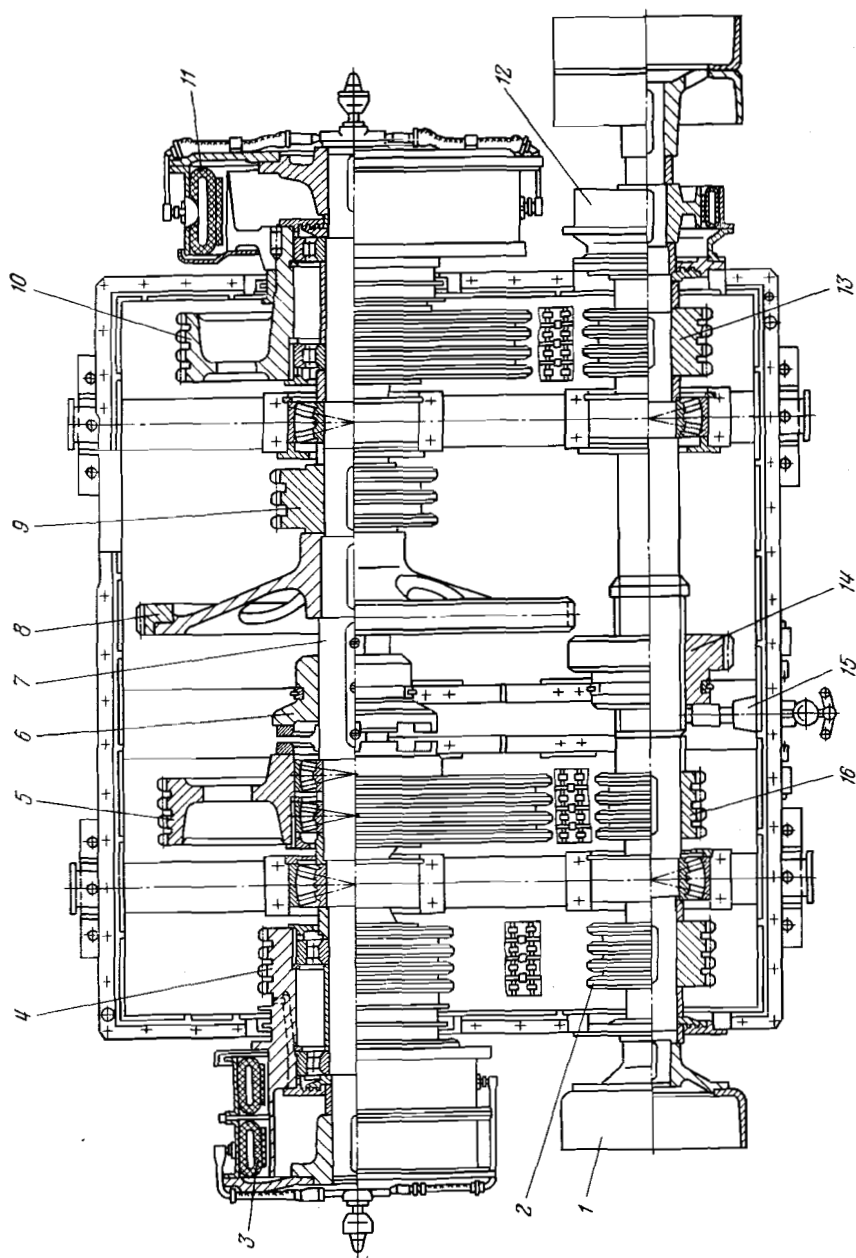
В КПП установок больших мощностей применяется система для охлаждения масла. В процессе эксплуатации необходимо следить за уровнем смазки, своевременно доливать и менять ее в соответствии с требованием заводской инструкции.

§ 4. ГИДРОПЕРЕДАЧИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

Турбопередачи

Турбопередачи подразделяются на турбомуфты и турботрансформаторы.

Турбомуфта — простейший вид турбопередачи. Она состоит



из двух колес: ведущего — насосного, соединенного с валом двигателя, и турбинного, закрепленного на входном валу с полу-муфтой на противоположном конце. С помощью этой муфты ведомый вал турбопередачи через последующие механизмы связывается с лебедкой, ротором и насосами.

На колесах имеются лопасти, образующие радиальные каналы. Насосное колесо, соединенное с валом двигателя, сообщает энергию рабочей жидкости, которая затем поступает на лопасти турбинного колеса, передавая энергию и заставляя его вращаться в ту же сторону. Затем жидкость по специальным каналам возвращается к насосному колесу.

Турбинное колесо, соединенное с выходным валом, вращается с меньшей частотой n_2 , чем насосное колесо n_1 , соединенное с двигателем. Отношение частот вращения n_2/n_1 называется относительным скольжением.

Турбомуфты не преобразуют крутящие моменты. Всегда крутящий момент ведущего вала равен крутящему моменту ведомого. Коэффициент полезного действия турбомуфты при номинальной нагрузке пропорционален скольжению и равен 0,98—0,95. В отечественных буровых установках турбомуфты не применяют.

Турботрансформатор отличается от турбомуфты тем, что имеет третье неподвижно закрепленное колесо — направляющий аппарат. Возможно также наличие двух направляющих аппаратов.

На рис. X.12 показана схема действия турботрансформатора. Вал двигателя 1 соединен с колесом 2 насоса и нагнетает жидкость по каналу 3 в направляющий аппарат 4, расположенный в неподвижном корпусе 5. Из направляющего аппарата жидкость поступает на турбинное колесо 6, закрепленное на выходном валу 7. Жидкость, выходя из колеса турбины по каналу 8, поступает в полость 9 корпуса, а оттуда по каналу 10 снова попадает на колесо насоса. Таким образом, жидкость совершает движение по замкнутому контуру: по спирали от вращающегося насосного колеса через направляющий реактор и вращающееся с меньшей частотой турбинное колесо. При этом и происходит трансформация частоты вращения и крутящего момента на выходном валу.

Турботрансформатор является как бы коробкой передач с бесконечным числом передач и переменным к. п. д., так как потери мощности в турботрансформаторе возрастают с увели-

Рис. X.11. Цепная трехскоростная КПП для дизельного привода:

1 — первичный вал; 2, 13 и 16 — ведущие звездочки КПП; 3, 11 и 12 — шинно-пневматические муфты; 4, 5 и 10 — ведомые цепные колеса; 6 — кулачковая муфта; 7 — вторичный вал; 8 и 14 — зубчатые колеса реверса; 9 — ведущая звездочка привода лебедки; 15 — рычаг управления зубчатой муфтой

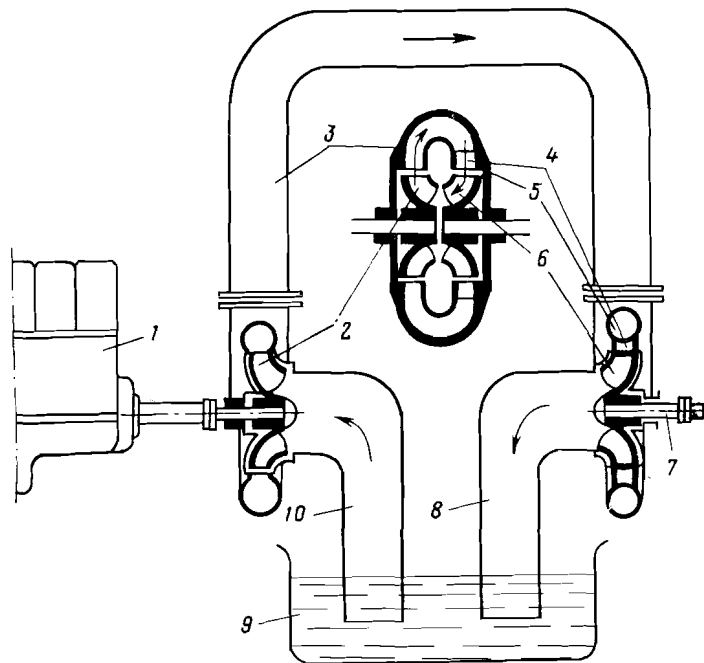


Рис. X.12. Схема действия турботрансформатора

чением передаточного отношения. Как для любой турбомашины мощность (в кВт) на вращаемом валу турботрансформатора

$$N_d = N_1 = \lambda_1 \rho n_d^3 D_a^5, \quad (X.21)$$

момент (в Н·м) на вращаемом валу

$$M_d = M_1 = \lambda_1 \rho n_d^2 D_a^5, \quad (X.22)$$

где λ_1 — коэффициент момента, характеризующий входную часть турботрансформатора; ρ — плотность жидкости, кг/м³; n_d — частота вращения первичного вала, об/мин; D_a — диаметр колеса центробежного насоса, м.

Мощность на вторичном (выходном) валу турботрансформатора

$$N_T = N_1 \eta_T, \quad (X.23)$$

(η — к. п. д. турботрансформатора, который зависит от конструктивного исполнения и передаточного отношения u_{21}).

Крутящий момент на вторичном валу

$$M_2 = \lambda_2 u_{21} M_1 \quad (X.24)$$

(λ_2 — коэффициент момента, характеризующий выходную часть турботрансформатора).

Турботрансформатор можно использовать для работы с двигателем при постоянной частоте вращения — двигателем переменного тока. При постоянной частоте вращения входного вала нерегулируемого турботрансформатора диапазон частот вращения на выходном валу уменьшается, поэтому целесообразно применять только регулируемые турботрансформаторы, у которых характеристика соответствует требованиям исполнительных механизмов.

Турботрансформатор лучше использовать для совместной работы с двигателем, имеющим переменную частоту вращения. При широком диапазоне регулирования частот вращения к. п. д. турботрансформаторов значительно снижается. Для расширения зоны регулирования до последнего времени применяли комбинированные комплексные турботрансформаторы, объединяющие турботрансформатор и турбомуфту.

Комплексные турботрансформаторы обладают качествами турбомуфты и турботрансформаторов одновременно. У них с уменьшением нагрузки на вторичном валу при определенном соотношении частот вращения насосного и турбинного колес направляющий аппарат получает возможность вращаться в том же направлении, что и насосное колесо, не создавая опорного момента, и турбомашинка работает как турбомуфта, в результате чего повышается к. п. д. до 0,95—0,98.

В диапазоне передаточных отношений $u = 0 \div 0,8$ машина работает как турботрансформатор, развивая на вторичном валу мощность $N_{T2} = 0 \div 330$ кВт при $\eta_T = 0 \div 0,9$. Коэффициент мощности $\lambda_1 = 0,07 \div 0,03$.

При переходе комплексного турботрансформатора на режим работы с передаточным отношением $u > 0,8$ он начинает работать как простой турботрансформатор с мощностью N_{M2} и более высоким к. п. д.

Опыт эксплуатации комплексных турботрансформаторов в буровых установках, работающих с частыми и недолговременными режимами нагрузок, изменяющихся в широком диапазоне, показал, что эффективность их работы не выше, чем простых турботрансформаторов, поэтому в новых буровых установках начали применять эти машины.

Для поддержания необходимого давления в рабочей полости и осуществления внешней циркуляции рабочей жидкости в системе охлаждения турботрансформатор снабжается специальной масляной системой.

Вязкость рабочей жидкости существенно влияет на к. п. д. турбопередачи. Чем ниже вязкость, тем выше к. п. д. и тем меньше гидравлические потери. Увеличение плотности жидкости способствует уменьшению геометрических размеров рабочей

полости. Этим объясняется стремление применять в качестве рабочих жидкостей маловязкие масла вплоть до дизельного топлива.

Объемный гидропривод

Объемным гидроприводом называют совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин с помощью давления рабочей жидкости.

В объемном гидроприводе жидкость циркулирует по замкнутому контуру. Питательный насос объемного действия (шестеренный, лопастной и др.), приводимый в действие электродвигателем или ДВС, подает на вход рабочего насоса или цилиндра жидкость под давлением, осуществляя вращательное или поступательное перемещение его исполнительного органа. Напорная линия от питательного насоса к гидродвигателю оборудуется предохранительным клапаном или регулятором давления и подачи.

Объемные гидropередачи обладают хорошими кинематическими и динамическими свойствами. Они обеспечивают широкий диапазон регулирования частот вращения валов (в ряде случаев с отношением скоростей 1:1000), плавность разгона и торможения, высокую позиционную точность реверсирования. Для них свойственны простота ограничения действующих усилий и моментов, очень высокое быстродействие (500—1000 включений в минуту), простота управления и обслуживания и достаточная надежность.

К числу недостатков объемных гидродвигателей относятся необходимость высокой точности изготовления, наличие обратных сливных линий, что усложняет системы, требующие передачи на большие расстояния, а также пожароопасность. Для привода исполнительных механизмов буровых установок большой мощности (>200 кВт) объемные двигатели не применяются.

Объемные гидродвигатели широко используют в геологоразведочном буровом оборудовании. В тяжелых буровых установках к объемным гидropередам относятся домкраты, применяющиеся для подъема и спуска вышек, перемещения оснований, а также гидроцилиндры для передвижения плашек при герметизации устья скважин и машинных ключей при свинчивании и развинчивании бурильных замков и др.

Примером применения объемного гидродвигателя в бурении являются винтовые забойные двигатели. Многократные испытания других типов объемных гидродвигателей большой мощности успеха не имели. Попытки создания гидрофицированных буровых установок для глубокого бурения также не дали положительных результатов.

В гидросистемах в качестве рабочих жидкостей используют маловязкие масла АМГ-ПО, ДП-8 и другие в зависимости от сезона: зимой менее вязкие, летом более вязкие.

Контрольные вопросы к гл. X

1. Передачи, используемые в трансмиссиях буровых установок.
2. Конструкции многорядных втулочно-роликовых цепей, их преимущества и недостатки по сравнению с клиновыми ремнями.
3. Выбор числа рядов и шага цепи.
4. Основные правила монтажа и смазки многорядных цепных трансмиссий.
5. Клиновые ремни, их конструкция и правила выбора основных параметров трансмиссии.
6. Монтаж и выбор клиновых ремней для многорядной клиноременной трансмиссии.
7. Типы и характеристика муфт сцепления, применяемых в трансмиссиях буровых установок.
8. Почему сильно изнашиваются фрикционные элементы муфт сцепления?
9. Карданные валы их конструкция и условия эксплуатации.
10. Правила монтажа и ухода за шинно-пневматическими муфтами сцепления.
11. Определение запаса крутящего момента, который может передавать муфта сцепления.
12. Конструкции коробок перемены передач, применяемых в буровых установках.
13. Гидropередачи в силовых приводах.
14. Принцип действия турботрансформатора, и схема циркуляции в нем жидкости.
15. Отличие турботрансформатора от турбомуфты.

ГЛАВА XI

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ БУРОВЫМИ УСТАНОВКАМИ

§ 1. ВИДЫ, ТРЕБОВАНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ

Буровая установка представляет собой сложный комплекс различных машин и механизмов, обеспечивающих выполнение разнообразных технологических операций при проводке скважин. Эффективность работы этого комплекса зависит от эксплуатационных качеств, маневренности, четкости и надежности работы всех его элементов. Важную роль в комплексе играет система управления.

Системы управления обеспечивают:

- пуск, останковку и регулировку работы двигателей;
- включение и выключение трансмиссий, которые блокируют двигатели, приводящие буровые насоса, ротор или лебедку;
- включение и выключение буровых насосов, лебедки, ротора, механизма подачи и тормозов (гидравлического, электрического и ленточного);

изменение частоты вращения барабана лебедки, насосов и ротора;

включение и выключение устройств для свинчивания и развинчивания бурильных труб;

управление работой ключей, клиньев и других механизмов при отвинчивании и установке бурильных свечей в магазин в процессе спуска и подъема колонны;

управление оборудованием для герметизации устья скважины при бурении и проявлениях газа;

включение и выключение компрессора, вспомогательной лебедки или насоса, осветительной установки, устройств для очистки и приготовления бурового раствора и других вспомогательных механизмов.

Для приведения в действие органов управления используются различные виды энергии: в системах ручного механического управления — сила оператора; в пневматических, гидравлических и электрических системах — энергия сжатого воздуха, жидкости или электричества.

Система управления состоит из двух типов органов: управляющих функциями главных и вспомогательных исполнительных механизмов и аппаратуры, сигнализирующей оператору или регистрирующей результаты исполнения команды.

Система управления (рис. XI.1) содержит пять основных органов:

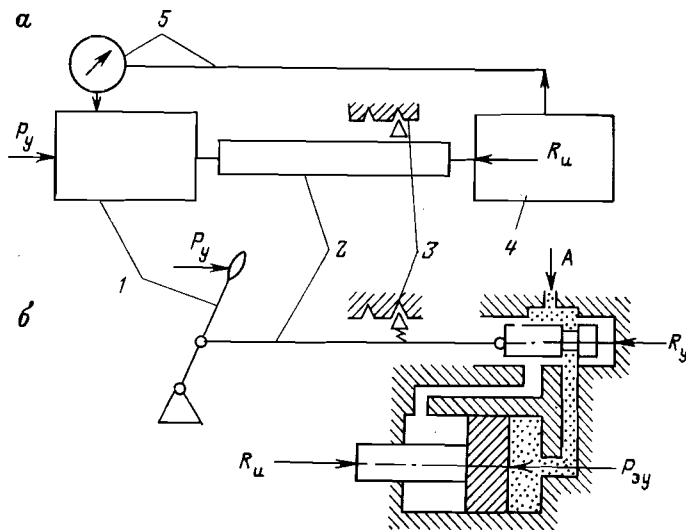


Рис. XI.1. Схемы систем управления:

а — структурная; б — конструктивная; P_y — сила воздействия; R_u и R_y — силы сопротивления исполнительного механизма и системы управления; P_{3y} — сила, созданная системой управления; А — подвод энергии управления

1 — воспринимающий команду (кнопка, рукоятка, рычаг, педаль и др.), на который воздействует оператор — человек, программирующее устройство или микропроцессор;

2 — промежуточный, передающий команду к исполнительным механизмам с использованием внешней энергии: тяги, трубопровода, электрокабеля и др.;

3 — исполнительный, воздействующий на механизм, выполняющий технологическую функцию: муфта сцепления, золотник, кран и др.;

4 — фиксирующий или ограничивающий исполнение команды: защелка, концевой выключатель, стопор и др.;

5 — обратная связь, информирующая оператора об исполнении команды или заданного режима работы: измерительный прибор, манометр, термометр, динамометр, световая или звуковая сигнализация.

В буровых установках применяется три вида систем управления:

централизованная — расположенная у поста бурильщика и позволяющая ему управлять основными исполнительными механизмами: лебедкой, насосами, ротором, превенторами и др.;

индивидуальная или местная — расположенная вблизи того или иного агрегата;

смешанная — позволяющая управлять агрегатом как с поста бурильщика, так и непосредственно около агрегата; например, ДВС с суммирующей трансмиссией могут управляться дизелистом или бурильщиком и др.

Всеми устройствами управляют с постов бурильщика, дизелиста или с пульта, расположенного вблизи того или иного агрегата (оборудования). В соответствии с выполняемыми функциями цепи управления подразделяются на независимые и взаимосвязанные. Независимые цепи применяют в тех случаях, когда устройства не связаны друг с другом, например, включение лебедки, насосов, ротора. Взаимосвязанные (сблокированные) системы управления используют, когда недопустимо одновременное включение нескольких движений, например, одновременное включение прямого и обратного вращения ротора или двух скоростей лебедки.

В связи со сложностью и многообразием функций, выполняемых механизмами для обеспечения маневренности, быстроты и удобства манипулирования, в буровых установках применяют комбинированные системы управления, позволяющие наиболее полно удовлетворить все требования.

Степень совершенства системы управления зависит от ее качества, главными из которых являются:

мощность, усилие или крутящий момент для осуществления операций управления;

легкость, маневренность и автоматизм органов, на которые воздействует оператор и которые осуществляют исполнение команды.

Совершенство системы управления зависит как от конструкции органов системы управления, так и от рабочей позы бурильщика и усилий, затрачиваемых им в процессе управления. Неудобство позы рабочего, необходимость приложения больших усилий вызывают быстрое утомление рабочего и снижают его производительность. Усилие, затрачиваемое рабочим на манипуляции рычагами, обычно не более 30—50 Н, тормозной рукояткой — не более 150 Н, ножными педалями и редко переключаемыми рычагами — не более 100—200 Н. Давление рукоятки, кроме тормозной, обычно осуществляется в течение нескольких секунд и не утомительно для бурильщика. Рукоятки и педали располагают так, чтобы ими было удобно пользоваться без изменения рабочей позы и места бурильщика.

Четкость, стабильность и мнемоничность управления обеспечиваются тем, что каждая команда соответствует определенной функции и не вызывает изменения положения других органов управления. Величина хода, например, рукоятки, при включении и выключении должна быть всегда одинакова и стабильна при каждом повторении команды.

Мнемоничность управления обеспечивается таким расположением органов управления, при котором оператор освобожден от излишнего напряжения памяти. Оператор не должен каждый раз вспоминать, где находится тот или иной рычаг управления, в какую сторону и на какое расстояние следует его передвинуть или повернуть, чтобы включить или выключить, например, ключ для свинчивания или развинчивания бурильных замков.

Направление движения руки оператора должно совпадать с направлением движения механизма. При вертикальном расположении рычага, например тормозного, торможение осуществляется движением рычага вниз, так как при этом удобнее приложить к усилию руки еще вес тела рабочего, а при растормаживании наоборот. При горизонтальном расположении рычагов включение, требующее большого усилия рабочего, осуществляется движением рычага вниз, так как при этом удобнее приложить к усилию руки еще вес тела рабочего, а при растормаживании наоборот. При горизонтальном расположении рычагов включение, требующее большого усилия рабочего, осуществляется поворотом рычага «на себя», а выключение — «от себя». Штурвалы при включении обычно вращают «от себя», а при выключении — «на себя». Педальное управление при рабочей позе стоя осуществляется только в механизмах, требующих эпизодического включения. Включение осуществляется нажатием педали «вниз», а выключение — «вверх». При кнопочном управлении — верхняя кнопка «пуск», а нижняя «стоп».

Пульт бурильщика снабжается табличкой с указанием направления движения каждой кнопки или рычага и выполнения ими функций. Надписи должны быть четкими, хорошо освещаться и легко читаться без изменения рабочей позы оператора.

Прогрессивность, мягкость и гибкость — важные качества систем управления. Прогрессивность обеспечивает безударность и мягкость включения за счет того, что полное усилие на органе управления возникает не сразу, а с некоторым запаздыванием, а затем быстро и энергично возрастает до требуемой величины, осуществляя включение без рывков и ударов. Например, в ленточных тормозах, буровых лебедок применяют кулачковые или рычажные механизмы, с помощью которых передаточное отношение изменяется по мере поворота рычага. Это обеспечивает прогрессивное увеличение тормозного усилия.

Быстродействие системы управления — важное качество для таких механизмов, как подъемная система буровых лебедок, выполняющая массовые, часто повторяющиеся операции при СПО. При этом оператор должен всегда знать или видеть, что его команда выполнена точно.

Структурная прочность органов системы управления и их конструкция выполняются такими, чтобы не происходило износа и деформации их элементов в процессе работы, монтажа, демонтажа и транспортировки буровой установки, приводящих к нарушению точности и четкости управления.

Безопасность системы управления обеспечивается хорошим расположением органов управления, легкостью их обслуживания, соблюдением необходимых расстояний, хорошей освещенностью, легкостью и удобством манипулирования. Все это исключает возможность травматизма обслуживающего персонала и порчу оборудования.

§ 2. ОРГАНЫ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

В буровых установках применяются различные системы управления: механические, пневматические, гидравлические, электрические или комбинации этих систем.

Механическое управление

Систему механического управления используют в тех случаях, когда усилие, прикладываемое к рукояткам управления, и расстояние, на которое должна быть передана команда, невелики. Это передвижные агрегаты: цементируемые, насосные и легкие буровые установки для геологоразведочного бурения.

В буровых установках ПО «Уралмаш» и ВЗБТ механические системы применяют для дистанционного управления топливными насосами дизелей, включений скоростей в КПП, прямого и обратного вращения ротора, включения кулачковых муфт вспомогательного тормоза лебедки, регулятора подачи долота и др.

Механическими системами осуществляется управление ДВС установок. В групповых приводах с ДВС дизелями управляют

с поста бурильщика и одновременно может управлять индивидуально дизелист с пульта, расположенного у двигателя. Частота вращения ДВС регулируется путем изменения подачи топлива насосами дизеля. Так как в групповом приводе может быть от двух до четырех спаренных дизелей, очень важно, чтобы дизели были отрегулированы и изменяли одинаково свои характеристики при изменении режима их работы с поста бурильщика.

В механических системах с ручным управлением применяют стандартные конические фасонные и цилиндрические ручки или ручки со стандартными шариковыми наконечниками. Рычаги, штурвалы, педали и тому подобные элементы имеют разнообразные формы и размеры в зависимости от передаваемых усилий и назначения.

Пневматическое управление

В настоящее время все буровые установки для глубокого бурения, как правило, имеют пневматическое управление. Как показала практика бурения, системы пневматического управления обладают преимуществами перед системами механического, электрического или гидравлического. Преимущества заключаются в легкости и плавности дистанционного управления, незначительности физических усилий при работе на пульте, скорости действий, простоте конструкции, пожарной безопасности.

Введение пневматического дистанционного управления с пневматическими фрикционными муфтами позволило значительно облегчить работу обслуживающего персонала и обеспечить четкость управления буровыми установками. В комплект пневматического управления буровыми установками входят: агрегаты снабжения воздухом, исполнительные механизмы, управляющие устройства и контрольно-измерительные приборы.

Управляющие устройства

С помощью устройств персонал, обслуживающий буровые установки, управляет исполнительными механизмами. К этим устройствам относятся краны различных конструкций.

Клапанные краны, применяемые в буровых установках, являются распределительными устройствами, предназначенными для оперативного управления шинно-пневматическими муфтами и пневматическими цилиндрами. При помощи кранов воздух из воздушной системы направляется в ту или иную муфту или цилиндр. Эти же краны при необходимости направляют воздух из муфт в атмосферу. В буровых установках применяют двух- и четырехклапанные краны.

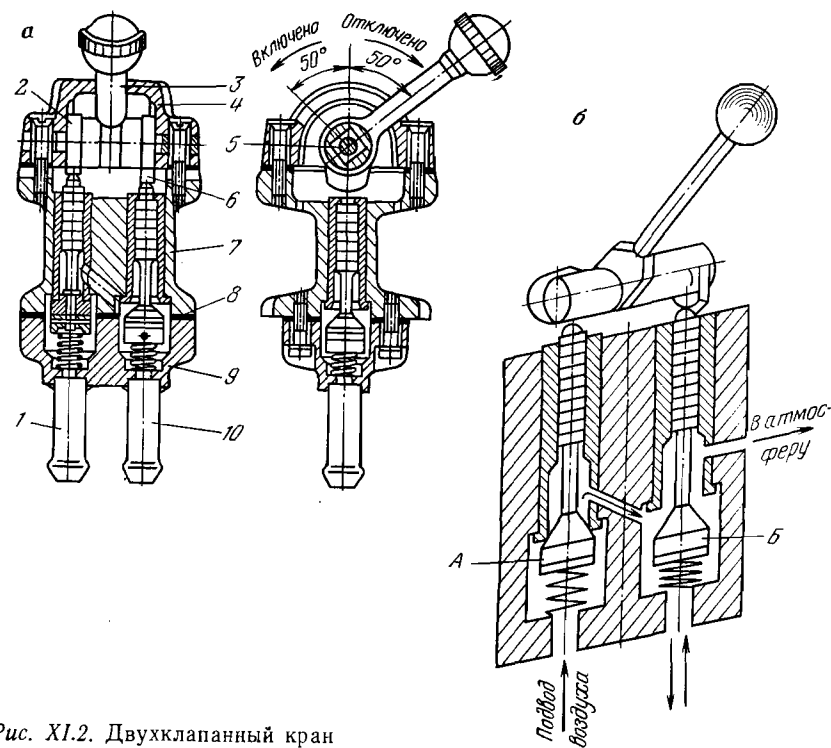


Рис. XI.2. Двухклапанный кран

Двухклапанный кран (рис. XI.2,а) состоит из стального штампованного корпуса 7, имеющего два отверстия для клапанов. Сверху и снизу корпус закрыт крышками, прикрепленными к нему болтами. В нижней крышке 9 против отверстий клапанов вварены патрубки 1 и 10 для присоединения к крану шлангов воздухопровода. Клапан, расположенный над патрубком 1, является впускным, а над патрубком 10 — выпускным.

Между крышкой и корпусом крана имеется паронитовая прокладка 8, необходимая для герметизации плоскости соединения. В прорези верхней крышки 4 перемещается рукоятка 3. В отверстиях крышки закреплен валик 5, на котором свободно вращаются два одинаковых кулачка 2 и 6. Наружная поверхность ступицы обработана под квадрат, поэтому кулачки входят ступицами в квадратные отверстия рукоятки и вместе с последней вращаются на оси. Кулачки крана смещены один относительно другого на 90°.

Принципиальная схема работы двухклапанного крана показана на рис. XI.2,б. Повернув рукоятку до упора в положение

«Отключено», как показано на рис. XI.2, а, нажатием кулачка на клапан *Б* открываем его. Воздух, находящийся в муфте, по отверстию в валу через вертлюжок устремляется к крану и через отверстие в нем выходит в атмосферу. В это время клапан *А* закрыт. Как только рукоятка крана будет переведена в противоположное крайнее положение «Включено» клапан *Б* закроется, а клапан *А* откроется, и воздух из воздушного баллона пройдет через клапан в корпус крана, а затем в камеру под клапаном *Б* и далее к муфте.

Четырехклапанный кран предназначен для управления двумя муфтами, причем конструкцией предусмотрена такая блокировка, которая исключает одновременное включение двух муфт. Он состоит как бы из двух сдвоенных двухклапанных кранов. Краны этого типа широко применяются в системах пневмоуправления буровых установок.

Регулирующие краны применяют для устройств, требующих регулирования или поддержания требуемого давления воздуха, например, в цилиндрах тормозов, при управлении подачей топлива дизелей и др. Для этих целей применяют большей частью мембранные краны, имеющие две мембраны: рабочую и управляющую. Рабочая мембрана управляет клапаном, регулирующим подачу сжатого воздуха из магистрали к исполнительному устройству. Вторая мембрана управляет клапаном, регулирующим подачу и давление воздуха в камере над рабочей мембраной. Разность давлений под и над рабочей камерой определяется степенью открытия рабочего клапана, а тем самым и давлением воздуха, поступающего в исполнительное устройство.

На рис. XI.3, а показана схема регулирующего мембранного крана (кран Казанцева) тормозной системы лебедки. Камера *I* постоянно сообщена с магистралью сжатого воздуха. При повороте рукоятки *1* управляющий клапан *3* перемещается и регулирует подачу воздуха под управляющую мембрану *2*, которая регулирует давление воздуха в камере *II* над рабочей мембраной *4*. Если давление воздуха в камере *II* выше, чем в камере *IV*, то мембрана *4* прогибается, передвигая рабочий клапан *5*, который закрывает отверстие в седле *6* и, перемещая его вниз, открывает доступ воздуха из камеры *I* в камеру *IV*, откуда он поступает к управляющему устройству.

Конструкция регулирующего клапана, применяемого в тормозах буровых лебедок, приведена на рис. XI.3, б.

Кран устанавливается в непосредственной близости от тормозного рычага. Управление осуществляется поворотом блока *9*, соединенного тросиком с тормозным валом. Корпус крана состоит из трех частей: нижней *18*, средней *17* и верхней *15*, отлитых из чугуна. В нижней части имеется расточка с запрессованной втулкой, в которой помещен поршень *4* с хвостовиком

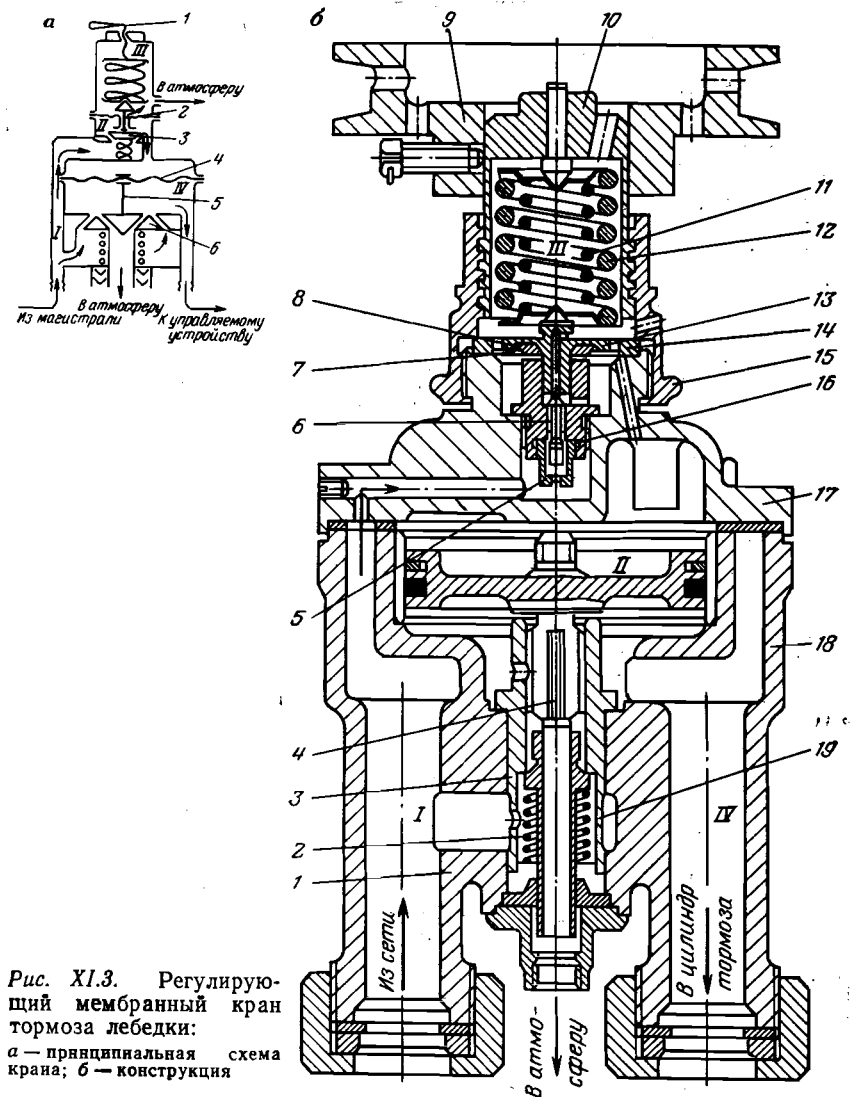


Рис. XI.3. Регулирующий мембранный кран тормоза лебедки:
а — принципиальная схема крана; б — конструкция

(выпускной клапан). Между средней и верхней частями корпуса и кольцом *14* зажата диафрагма *7* из нержавеющей стали. В центральное отверстие диафрагмы *7* вставлена шайба *13*, хвостовик которой является толкателем для клапана *6*. Установленная между пружинами *11* и *12* нажимная шайба *13* постоянно прижата к стальной диафрагме. Шайба *13* снабжена резиновой прокладкой *8* с кольцевыми уплотняющими выступами.

Кран имеет два двойных клапана: верхний 6 (возбудительный) управляется диафрагмой 7, а нижний (рабочий) — поршнем 4. Бронзовая втулка седла 3 нижнего рабочего клапана ввинчена в нижнюю часть корпуса крана. Латунная втулка 5 седла 16 верхнего возбудительного клапана 6 ввинчена в среднюю часть корпуса 17 крана. Стержень возбудительного клапана имеет четырехгранную форму, поэтому при опущенном клапане воздух может проходить между его гранями и стенками отверстия по втулке. Верхняя часть корпуса крана 15 соединена ленточной резьбой с нажимной головкой 10. При повороте блока 9 головка 10 перемещается и таким образом регулируется давление пружин 11 и 12 на нажимную шайбу.

Под давлением попавшего в камеру II сжатого воздуха поршень 4 опускается, хвостовик клапана перемещает впускной клапан 19, сжимая пружину 2, и сжатый воздух из магистральной камеры I, размещенной в корпусе 1, через отверстие во втулке 3 проходит в тормозную камеру IV, а из нее в цилиндр тормоза.

В воздушной системе управления буровой установкой применяются и другие клапаны: обратный клапан воздушных баллонов, переключательный клапан, предохранительный клапан на воздушном баллоне, клапан-разрядник, предназначенный для ускорения выпуска воздуха из шинно-пневматических муфт.

Клапан-разрядник, или ускоритель выпуска воздуха, служит для быстрого отключения (опорожнения) камер шинно-пневматических муфт барабана лебедки. Для выпуска воздуха из этих муфт через трубопровод небольшого сечения и атмосферное отверстие в кране пульта бурильщика потребовалось бы слишком много времени. Клапан-разрядник, установленный в непосредственной близости от муфты, сокращает время выпуска воздуха.

Стальной корпус 1 клапана (рис. XI.4) соединен резьбой с крышкой 7. Для дополнительного уплотнения резьбового соединения предусмотрена паронитовая прокладка. Внутри корпуса скользит большой клапан 5, полость которого закрыта гайкой 8. Между гайкой и клапаном также предусмотрена паронитовая прокладка. В расточке левого торца большого клапана находится резиновая уплотнительная шайба 4. В полости большого клапана двигается малый клапан 6, по наружной цилиндрической поверхности которого сделаны пазы для прохода воздуха.

В корпусе вокруг штуцера просверлены атмосферные отверстия 3. При наполнении шинно-пневматической муфты воздух поступает в штуцер крышки 7, проходит через отверстие 9 в гайке 8, пазы малого клапана 6 и через отверстие 2 в левом торце большого клапана 5 поступает в штуцер корпуса.

Сжатый воздух мог бы пойти в атмосферные отверстия 3, но поскольку площадь сечения отверстия 9 меньше площади

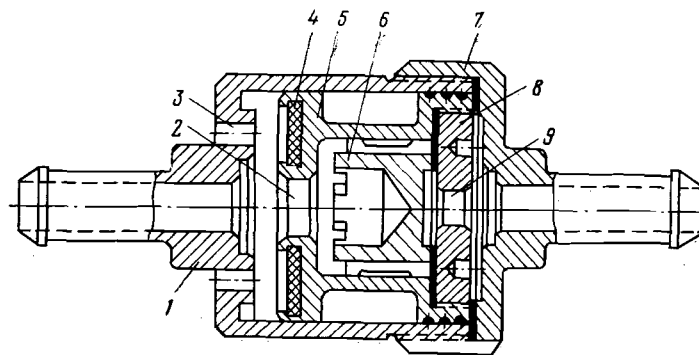


Рис. XI.4. Клапан-разрядник

сечения отверстия 2 и меньше суммарной площади сечения отверстий 3, образуется повышенное давление справа от клапанов, передвигающее их влево. При этом уплотнительная шайба 4 надежно перекрывает атмосферные отверстия 3.

Если необходимо выключить муфту, бурильщик при помощи крана соединяет воздухопровод, ведущий к муфте, с атмосферой. Давление слева от клапанов становится выше, чем справа, малый клапан под действием разницы давлений перемещается вправо и перекрывает выход воздуха в отверстие 9, тогда и большой клапан отходит влево, открывая выход воздуха из полости муфты в отверстие 3. Для повышения износоустойчивости и защиты от коррозии поверхность корпуса крышки и клапаны хромируются или выполняются из нержавеющей стали.

Клапан-разрядник устанавливают в трубопроводе так, чтобы атмосферные отверстия были направлены в сторону шинно-пневматической муфты. Более надежно клапан-разрядник работает, когда он расположен под углом 45—60° к вертикали и атмосферные отверстия направлены вверх.

Вертлюжок (рис. XI.5) предназначен для подвода сжатого воздуха к шинно-пневматической муфте или другим частям машин через торец вращающегося вала. В буровых установках применяются прямоточные торцовые вертлюжки, обеспечивающие постоянное соединение включенной шинно-пневматической муфты с воздухопроводом, который сообщается с воздухопроводом. Вертлюжок состоит из трех основных элементов: неподвижного корпуса, непосредственно соединяющегося с воздухопроводом, шпинделя вертлюжка и торцовой уплотнительной втулки, установленной в неподвижной части корпуса вертлюжка и соприкасающейся с торцом вращающегося шпинделя.

Вертлюжки выполняются одно- и двухканальными. Они обладают высокой степенью герметичности, просты в изготовлении и надежны в эксплуатации. Безманжетный вертлюжок имеет

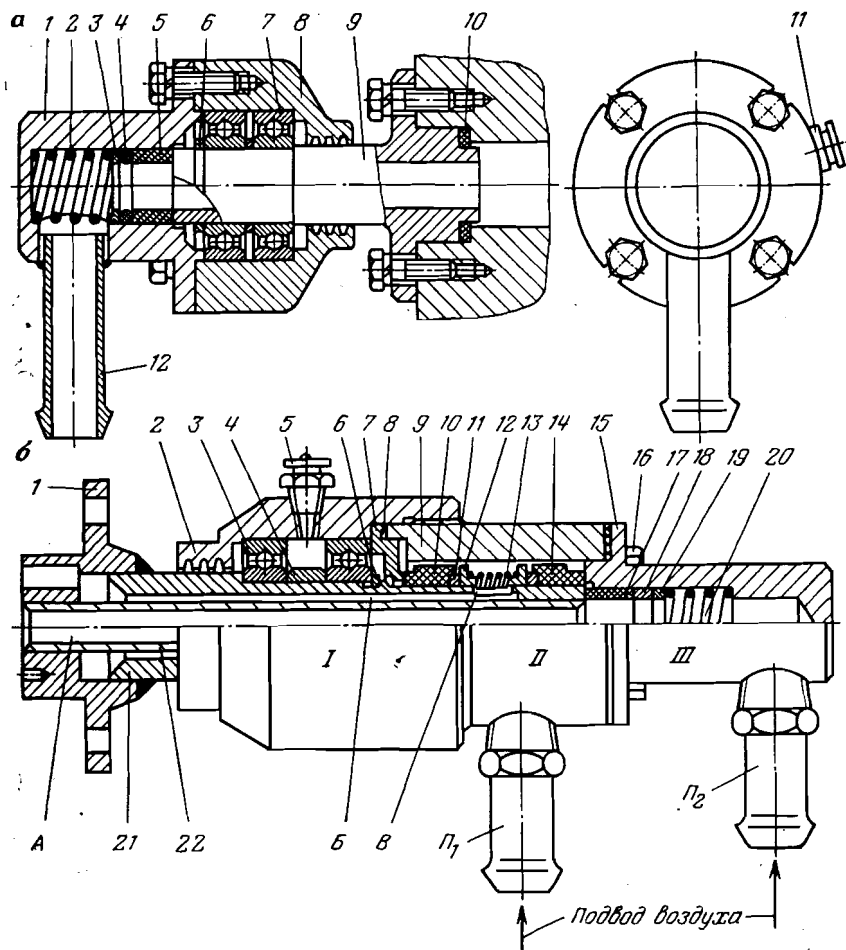


Рис. XI.5. Торцовые вертлюжки

диаметр отверстия в шпинделе 16 мм и рассчитан на работу при давлении до 1,2 МПа при частоте вращения шпинделя 1000 об/мин.

Корпус одноканального вертлюжка 8 (рис. XI.5, а) опирается на два шариковых подшипника 7, укрепленных на шпинделе 9. Последний может крепиться к торцу вала при помощи фланца или на резьбе (для герметичности установлено резиновое кольцо 10). Подшипники удерживаются от продольного перемещения на шпинделе разрезным кольцом 6. К корпусу вертлюжка болтами крепится крышка 1 со штуцером 12 для подсоединения резинового шланга воздушной магистрали. Внутри

крышки помещаются уплотнительная втулка 5, резиновое уплотнительное кольцо 4, конусная стальная шайба 3 и пружина 2. Подшипники смазываются с помощью масленки 11.

Сжатый воздух, поступая в вертлюжок, давит на резиновое уплотнительное кольцо 4 и втулку 5, которая прижимается к торцу шпинделя и создает необходимое уплотнение между корпусом и вращающимся шпинделем. Пружина 2 служит для создания первоначального давления на конусную шайбу 3, уплотнительное кольцо 4 и втулку 5, когда воздух еще не включен. Шпиндель 9 должен иметь закаленную и полированную торцовую поверхность и в месте сопряжения с уплотнительной втулкой минимальную разницу в толщине стенок.

Уплотнительная втулка может быть изготовлена из текстолита или дерева (береза, дуб, бук, липа). Деревянная втулка должна быть проварена в минеральном масле в течение 2 ч при температуре 90°С до полного прекращения пенообразования. В противном случае втулка будет впитывать влагу из воздуха, разбухнет, заклинивается и вертлюжок потеряет герметичность. Втулки, изготовленные из липы, березы, бука, одинаково хорошо работают, создают необходимую герметичность и практически не изнашиваются.

Во втулках делается скос, в который под действием сжатого воздуха вдавливаются резина уплотнительного кольца, создавая большую герметичность. Кроме того, запрессованная в конусный зазор резина лучше удерживает втулку от проворота. Резина должна быть маслостойкой. Корпус вертлюжка удерживается от проворота резиновым шлангом, подводящим воздух.

Для отдельного подвода сжатого воздуха к двум муфтам применяется торцовый двухканальный вертлюжок (рис. XI.5, б). Он имеет шпиндель, состоящий из наружной трубы 21 с окнами В и внутренней 22. Внутренняя труба приварена к наружной, и обе они приварены к фланцу 1. Вертлюжок болтами крепится к торцу вращающегося вала. Трубы 21 и 22 вертлюжка образуют полости А и В, по которым воздух подводится к вращающемуся валу.

На шпинделе, на подшипниках 3 посажен корпус вертлюжка 2; между подшипниками установлена распорная втулка 4. Подшипники удерживаются на шпинделе пружинной разрезной шайбой 6. Между корпусом вертлюжка и крышкой 9 установлена фигурная торцовая шайба 7. Для герметичности между торцовой шайбой 7 и крышкой 9 установлена прокладка 8. На шпинделе находятся уплотнительные торцовые втулки 10 и 14, которые торцовыми поверхностями прижимаются соответственно к торцовым поверхностям невращающейся шайбы 7 и к крышке вертлюжка 15. Первоначальное прижатие торцовых втулок 10

и 14 к уплотнительным поверхностям осуществляется пружиной 13, помещенной между кольцами 12.

Между кольцами 12 и торцовыми втулками 10 и 14 на шпиндель надеты уплотнительные кольца 11 из маслостойкой резины. Эти кольца создают герметичность между шпинделем и торцовыми уплотнительными втулками. Воздух, попадая через патрубок P_1 и окно B в полость B , давит на торцовую поверхность колец 12 и прижимает уплотнительные втулки к неподвижным поверхностям вертлюжка. Второе торцовое уплотнение (полость A) создается торцовой уплотнительной втулкой 17, которая прижимается к торцу вращающегося шпинделя. Первоначальное прижатие втулки 17 создается пружиной 20. Герметичность между внутренней цилиндрической поверхностью крышки 15 и втулкой 17 создается резиновым кольцом 18. Воздух в полость A поступает через патрубок P_2 .

Вращающимися элементами двоярного вертлюжка являются: шпиндель, приваренный к фланцу 1, уплотнительные торцовые втулки 10 и 14, резиновые кольца 11 и 12, пружина 13. Остальные детали вертлюжка не вращаются. Воздух, попадая через патрубок P_2 в полость A , давит на торец кольца 19 и прижимает торцовую втулку к шпинделю. Крышка 9 ввинчивается в корпус вертлюжка, а крышка 15 крепится к крышке 9 болтами 16. Подшипники смазываются с помощью пружинной масленки 5. Корпус вертлюжка удерживается от вращения воздухоподводящими шлангами, укрепленными на патрубках.

Конечный выключатель

В установках с дизельным приводом предусмотрен конечный выключатель, предупреждающий возможность подъема талевого блока выше допустимой отметки. Талевый блок, нажимая на выключатель, воздействует на кран пневматической системы, в результате чего сжатый воздух выпускается из пневматической муфты подъемного вала лебедки, отключает его и одновременно включает систему пневмоуправления ленточным тормозом.

Конечный выключатель (противозатаскиватель) состоит из двух двухклапанных кранов, установленных на раме лебедки, траверсы, соединяющей рукоятки кранов, и стального тросика. Тросик одним концом прикрепляется к поясу буровой вышки на расстоянии примерно 4—6 м от кронблока, протягивается между струнами талевого каната к противоположной стороне буровой вышки и далее через специальный ролик спускается вдоль вышки вниз, где к нему прикрепляется траверса двухклапанных кранов.

Если талевый блок, дойдя до протянутого канатика, будет продолжать двигаться вверх, тросик, увлекаемый блоком, вы-

дернет шплинт, с помощью которого тросик соединяется с траверсой, рукоятки двухклапанных кранов под действием установленных на них грузов упадут вниз и переключат краны. При этом один кран соединит полость муфты подъемного вала с атмосферой, а другой откроет доступ воздуха в пневматический цилиндр для торможения барабана.

§ 3. СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Схема воздухообеспечения

На рис. XI.6 приведена схема воздухообеспечения пневматических систем управления буровых установок. Питание системы рабочим агентом (сжатым воздухом) осуществляется двумя компрессорами 1. Компрессорная станция соединена общим воздухопроводом с воздушным резервуаром 5. Между каждым компрессором и резервуаром установлены обратные клапаны 2, пропускающие воздух из цилиндров компрессора в резервуар и перекрывающие проход воздуха в обратном направлении из маслоотделителя 4.

Воздушные резервуары предназначены для выравнивания давления в системе пневматического управления. Они также являются аккумуляторами энергии, благодаря чему компрессор часть времени не работает. Компрессоры включаются клапаном 3 после того, как давление в системе снизится до наименьшего допустимого значения.

На воздушных резервуарах монтируют манометр 6, предохранительный клапан 7 и спускной вентиль 8. Прежде чем попасть в управляющие устройства воздух из резервуара направляется в воздухоосушитель 9. Агрегаты управляются кранами 10, из которых воздух поступает в муфту 12 или цилиндр 13.

Для пневматического управления фрикционными муфтами могут быть применены две системы управления питания воздухом: прямоточная и замкнутая с отсекающими клапанами. При прямоточном питании воздушная камера включенной муфты непосредственно соединена с магистралью сжатого воздуха, при

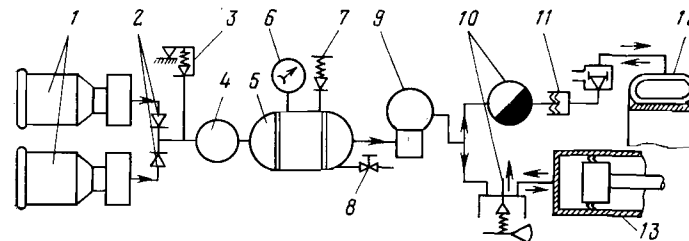


Рис. XI.6. Схема воздухообеспечения

выключенной муфте — сообщена с атмосферой. Все части системы пневматического управления в этой схеме находятся под постоянным давлением.

При системе питания с отсекающими клапанами камера муфты соединена с магистралью сжатого воздуха только в период наполнения. В течение остального времени камера и часть трубопровода, находящегося во вращающихся деталях, отсекаются от воздушной магистрали специальным клапаном. В современных буровых установках применяется только прямоточная система пневматического управления.

Большие скорости на поверхностях трения уплотнения вертлюжка 11 обуславливают выделение тепла и быстрый износ уплотняющих частей. Поэтому диаметры уплотнений вертлюжков делают возможно меньшими и сальниковые уплотнения заменяют торцевыми втулками.

При значительных расстояниях муфт от управляющего устройства и большом объеме воздушной камеры для уменьшения времени на выключение муфты применяют прямоточное питание с быстродействующими клапанами-разрядниками, которые устанавливают вблизи муфты или непосредственно на ней, в результате чего сокращается путь воздуха при его выпуске и ускоряется выключение муфты. Принятая в буровых установках прямоточная система питания воздухом шинно-пневматических муфт оказалась наиболее простой, вполне надежной и широко применяется.

Компрессорные станции

В буровых установках используются поршневые компрессоры с приводом от электродвигателей переменного тока и контрприводом при помощи клиноременной передачи от силовых дизельных агрегатов. Буровые установки оснащаются компрессорами К-5М с подачей 5 м³/мин, развивающими давление 0,8 МПа, а также компрессорами ВШ-6/10 с подачей 10 м³/мин, развивающими давление 1 МПа. Конструктивное устройство этих компрессоров мало чем отличается.

Обычно применяется не менее двух компрессорных станций. В установках с ДВС привод одного компрессора осуществляется от электродвигателя, а второго — от контрпривода суммирующего редуктора силовых агрегатов. В установках с электроприводом оба компрессора имеют индивидуальные электродвигатели (например, БУ3200, БУ5000). Для автоматического запуска и остановки компрессорных станций с электроприводом и контрприводом в пневмосистеме применяют специальные электропневматические устройства.

Компрессор К-5М с контрприводом от дизельной трансмиссии (рис. XI.7) смонтирован на раме 1, которая крепится к фун-

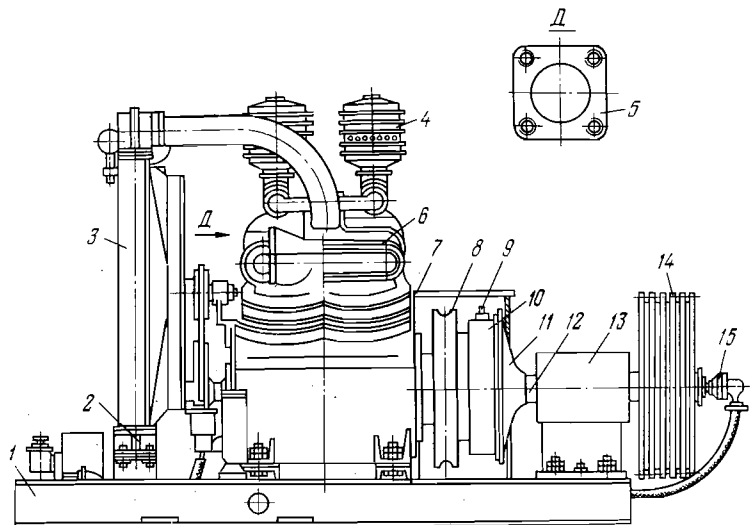


Рис. XI.7. Компрессорная станция с контрприводом

даментным балкам или балкам металлических оснований (блокам). Компрессор 6 засасывает воздух через воздушный фильтр 4 в цилиндр первой ступени сжатия. Отсюда сжатый воздух поступает в холодильник 3 и далее в цилиндр второй ступени сжатия. Спускной кран 2 находится в нижней части холодильника. К фланцу 5 крышки цилиндра второй ступени сжатия присоединяется труба воздухопровода, ведущая к воздушным резервуарам. Маховик 8 компрессора, закрытый кожухом 7, скреплен со шкивом болтами.

Шинно-пневматическая муфта 10 соединена болтами с диском 11, посаженным на шпонке на конец вала 12 контрпривода. Вал контрпривода вращается в двух сферических двухрядных шарикоподшипниках, которые установлены в литых стойках 13. На валу 12 посажен шкив 14 клиноременной передачи. Справа на торце вала установлен вертлюжок 15. Сжатый воздух проходит через вертлюжок по каналу, просверленному в теле вала, и далее через угольник 9 поступает в полость шинно-пневматической муфты МШ-300, при помощи которой контрпривод соединяется с валом компрессора. Для автоматического управления компрессором установлен регулятор давления с электропневматическим вентиляем.

Для первоначального запуска компрессора от контрпривода, когда в пневмосистеме отсутствует сжатый воздух и невозможно использовать компрессор с электроприводом, применяют специальный вентиль, который ввинчивается вместо угольника 9. Контрпривод получает движение от шкива, укрепленного на

трансмиссионном валу силового агрегата или на быстроходном валу коробки скоростей. Шкивы соединяются клиновыми ремнями профиля В и закрываются общим защитным кожухом. Работа компрессорной станции без защитных кожухов не разрешается.

Техническая характеристика компрессоров

Компрессор	К-5М	ВШ-6/10
Тип	Поршневой, вертикальный, двухрядный, двухступенчатый одностороннего действия	
Расположение цилиндров	Вертикальное, V-образное	
Охлаждение	Воздушное	
Число цилиндров:		
первой ступени сжатия	2	2
второй »	2	1
Диаметр цилиндра, мм:		
первой ступени сжатия	210	220
второй »	125	160
Длина хода поршня, мм	120	110
Номинальная частота вращения, об/мин	730	780—980
Номинальная подача (на всасывании), м ³ /мин	5	4,5—6
Давление, МПа:		
первой ступени сжатия	0,2	0,3
второй »	0,8	1,0
Температура воздуха после второй ступени (при температуре всасываемого воздуха 20 °С), °С	165	На 15 °С выше окружающей
Потребляемая мощность на валу компрессора при номинальном давлении сжатия, температуре всасываемого воздуха 20 °С и 730 об/мин, кВт	33	38—43,3
Клапаны	Самодействующие, беспружинные, ленточные	Ленточные, самодействующие
Смазка	Барботажная	Циркуляционная под давлением от масляного насоса
Температура масла в картере, °С	<70	<70
Тип водомаслоотделителя	—	Вертикальный, центробежный с насадкой из колец Рашига
Масса компрессора, кг	560	1100

Управление компрессорными станциями

Все компрессорные станции имеют ручное и автоматизированное управление. В компрессорных станциях с электродвигателем автоматизация осуществляется подсоединением регулятора давления в электрическую схему включения электродвигателя, а в компрессорных станциях с контрприводом — посредством

регулятора давления и электропневматического вентиля, постоянно соединенных с воздухохраником. При наибольшем допустимом давлении в системе компрессор отключается и включается при понижении давления до установленного минимума. При изменении давления регулятор замыкает или размыкает контакты электроцепи катушки электропневматического вентиля.

Для снижения пусковой мощности и нагрузок в элементах компрессора и привода в момент запуска компрессорной станции применяются разгрузочные устройства, позволяющие облегчить этот запуск. В момент запуска и при остановке компрессора разгрузочные устройства сообщают нагнетательный трубопровод компрессора (участок компрессор — обратный клапан) с атмосферой. Эти устройства применяются для запуска компрессоров с контрприводом и электроприводом.

Разгрузочное устройство компрессора с контрприводом представляет собой электропневматический распределитель с обособленным подводом воздуха к включающему вентилю. При падении давления в магистрали сверх допустимого регулятор давления включает катушку электромагнита вентиля распределителя. Под действием электромагнита якорь вентиля перемещается вниз, при этом верхний клапан, сообщающий полость вентиля с атмосферой, закрывается, а нижний клапан открывается и воздух из магистрали выходит в атмосферу. Компрессор, набравший нормальную частоту вращения, начинает нагнетать воздух в воздухохраник. При достижении наибольшего давления, на которое отрегулирован регулятор давления, последний, размыкая контакты, отключает муфту привода компрессора, а разгрузочное устройство сообщает его с атмосферой.

Устройства для очистки и осушки воздуха

Маслоотделитель устанавливают в воздухопроводе, идущем от компрессора к воздушным резервуарам. Он предназначен для очистки воздуха от компрессорного масла и влаги. Маслоотделитель состоит из корпуса, крышки, двух решеток, между которыми находятся штампованные металлические цилиндрики. Верхняя решетка лежит на гильзе. Между корпусом и крышкой поставлена уплотнительная картонная прокладка. В нижней части корпуса установлен сливной кран. Частицы масла, проходя с потоком воздуха через маслоотделитель, прилипают к цилиндрикам фильтрующего наполнения и, скапливаясь, стекают вниз, откуда удаляются через сливной кран.

Конденсатор служит для удаления из системы пневматического управления избыточной влаги. Он представляет собой цилиндрический сварной сосуд с внутренней вертикальной перегородкой и отверстием под сливной кран. Частицы влаги, посту-

пая со струей воздуха в конденсатор через один из штуцеров, ударяются о перегородку и осаждаются на дно сосуда, откуда удаляются через сливной кран.

При эксплуатации буровых установок в районах с большой влажностью и низкими температурами воздуха в воздухопроводе устанавливают устройства для осушки воздуха, представляющие собой комплекс из щелевых, циклонных или винтовых систем и сосудов с адсорбентом. В качестве адсорбента используется в основном силикагель, способный поглощать пары воды, не вступая с ними в химическую реакцию. Фильтр в воздухопроводе помещается перед краном машиниста. Фильтр состоит из корпуса и крышки, образующих полость, набитую слегка промасленной канителью. Набивка фильтра помещена между сетками. При проходе воздуха через фильтр частички пыли и грязи прилипают к промасленной набивке. Фильтр необходимо систематически промывать, так как если он сильно засорен, то создается препятствие прохождению воздуха в пневмоцилиндр и пневмомуфты и замедляется их действие.

Воздушный резервуар применяется для сохранения необходимого запаса сжатого воздуха в пневмосистемах. Резервуары-воздухосборники при работе компрессоров снижают пульсации давления воздуха, а также способствуют удалению из него капель воды и масла. В воздушных системах используют один или два воздухосборника, общим объемом 2,5—3 м³, рассчитанных на давление 1 МПа.

Воздушный резервуар представляет собой сварной горизонтальный цилиндрический баллон с приваренными к нему кронштейнами, которыми он опирается на раму-салазки. Для улучшения конденсации влаги баллон разделен на две части перегородкой с отверстиями для прохода воздуха. Одно из отверстий в нижней части перегородки служит для стока конденсата. Баллон в нижней части снабжен краном, через который периодически спускают накапливающуюся влагу. Воздухосборник снабжается манометром и предохранительным пружинным клапаном.

Для периодических осмотров внутренней полости и для очистки его от грязи предусмотрен лаз. Воздухосборник с торца имеет патрубок для входа воздуха, а с одного бока три выходных патрубка для присоединения воздухопроводов пневмосистемы.

§ 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ УСТАНОВКОЙ

При расчете количества воздуха исходят из максимальной потребности сжатого воздуха при СПО. Потребителями сжатого воздуха являются: шинно-пневматические (или другого типа)

муфты, тормоз лебедки, пневмораскрепитель, буровой пневматический ключ, пневматические клинья и ключи. Периодичность включения этих механизмов при СПО определяют из условия спуска или подъема $l=1000$ м буровых труб в 1 ч. Число спускаемых свечей

$$z = 1000/l_c, \quad (XI.1)$$

где l_c — длина свечи, м.

Расход сжатого воздуха на спуск одной свечи

$$V = k \sum V_i n_i, \quad (XI.2)$$

где $k=1,15$ — коэффициент, учитывающий утечки воздуха и его расход на пуск буровых насосов; V_i — объемы механизмов пневмоуправления, м³; n_i — число включений механизмов при спуске одной свечи.

Необходимые объемы сжатого воздуха (в м³) на различные операции при спуске одной свечи

Включение высокой скорости для подъема элеватора за очередной свечой	0,007
Включение тормоза при верхнем положении элеватора	0,0055
Включение тормоза при нижнем положении элеватора	0,0055
Работа ключом АКБ-3	0,133
Включение муфты тихого хода для освобождения клиньев	0,007
Подъем клинового захвата	0,022
Периодическое включение тормоза при спуске труб	0,011
Заполнение воздухопроводов	0,125
Общий объем $\sum V_i n_i$	0,316

Минутный расход сжатого воздуха в м³/мин

$$V_m = zV/60 \quad (XI.3)$$

(z — число свечей, спускаемых в 1 ч).

Необходимая производительность компрессора определяется из зависимости

$$\begin{aligned} V_1 p_1 &= V_2 p_2 = \text{const} \text{ или} \\ Q_k p_1 &= V_m \text{ПВ} p_{\text{max}}, \\ Q_k &= V_m \text{ПВ} p_{\text{max}} / p_1. \end{aligned} \quad (XI.4)$$

Здесь $p_1=0,1$ МПа — атмосферное давление; $p_{\text{max}}=p_2$ — максимальное рабочее давление, МПа; ПВ=60/ЧВ — продолжительность включения, мин; ЧВ — частота включения пневмосистем буровых установок, ЧВ ≤ 30 в 1 ч, т. е. не чаще чем 1 раз в 2 мин.

Пример XI.1. Определить необходимую производительность компрессора и частоту включений при спуске свечей длиной $l_c=25$ м, длина спускаемых труб в 1 ч $l=1000$ м/ч, максимальное рабочее давление $p_{\text{max}}=0,9$ МПа; $V=0,316$ м³ — расход сжатого воздуха на спуск свечи; ПВ=60/30=2 мин.

Решение.

Расход сжатого воздуха на спуск одной свечи (в м³/мин)

$$V_M = zV/60 = 40 \cdot 0,316/60 = 0,210.$$

Здесь $z = l/l_c = 1000/25 = 40$ свечей в 1 ч.

Производительность компрессора по атмосферному воздуху (в м³/мин)

$$Q_K = V_M \text{ПВ} p_{\text{max}} / p_1 = 0,210 \cdot 2 \cdot 0,9 / 0,1 = 3,79.$$

Для компрессора К-5М производительность $Q_{\text{кф}} = 5$ м³/мин, тогда фактическая частота включений

$$\text{ЧВ} = 30Q_K / Q_{\text{кф}} = 30 \cdot 3,79 / 5 = 22,75,$$

т. е. около 23 включений в 1 ч.

Исходя из полученного расхода воздуха, выбираем для нашего случая два компрессора с подачей по 5 м³/мин, из которых один резервный.

Пример XI.2. Определить объем воздухохраника, если известно: R — газовая постоянная (для воздуха $R = 287$ Дж/кг·°С); T — абсолютная температура воздуха ($T = 273 + t$, принимаем $t = 20$ °С, тогда $T = 293$ °С); $p_{\text{max}} = 0,9$ МПа — наибольшее давление в воздухохранике; $p_{\text{min}} = 0,7$ МПа — наименьшее давление воздуха, при котором включается компрессор. Расход воздуха $V_M = 5$ м³/мин при $p = 0,1$ МПа.

Решение.

Необходимый объем воздухохраника, обеспечивающий нормальную работу пневматического управления

$$V = GRT / (p_{\text{max}} - p_{\text{min}})$$

(G — масса подаваемого в воздухохраник воздуха, необходимого для повышения в нем давления от нижнего до верхнего предела).

Время заполнения воздухохраника от p_{min} до p_{max} $t_s = 1$ мин.

Находим, что масса воздуха, необходимая для поднятия давления от 0,7 до 0,9 МПа,

$$G = V_M t_s \rho_v = 5 \cdot 1 \cdot 1,3 = 6,5 \text{ кг},$$

где $\rho_v = 1,3$ кг/м³ — плотность воздуха.

$$p_{\text{max}} - p_{\text{min}} = 0,9 - 0,7 = 0,2 \text{ МПа},$$

тогда объем воздухохраника

$$V = 6,5 \cdot 287 \cdot 293 / 0,2 \cdot 10^6 = 2,73 \text{ м}^3.$$

Принимаем воздухохраник объемом 3 м³.

§ 5. СИСТЕМА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ БУРОВОЙ УСТАНОВКОЙ

Системы пневматического управления буровыми установками мало отличаются друг от друга.

В этих системах используются одни и те же элементы, хорошо отработанные и проверенные в процессе эксплуатации.

Рассмотрим схему пневматического управления подъемной системой буровой установкой при СПО (рис. XI.8). Питание системы сжатым воздухом осуществляется от компрессорной установки, состоящей из двух компрессорных станций, в которой один компрессор типа К-5М приводится электроприводом, а второй — от трансмиссии через контрпривод.

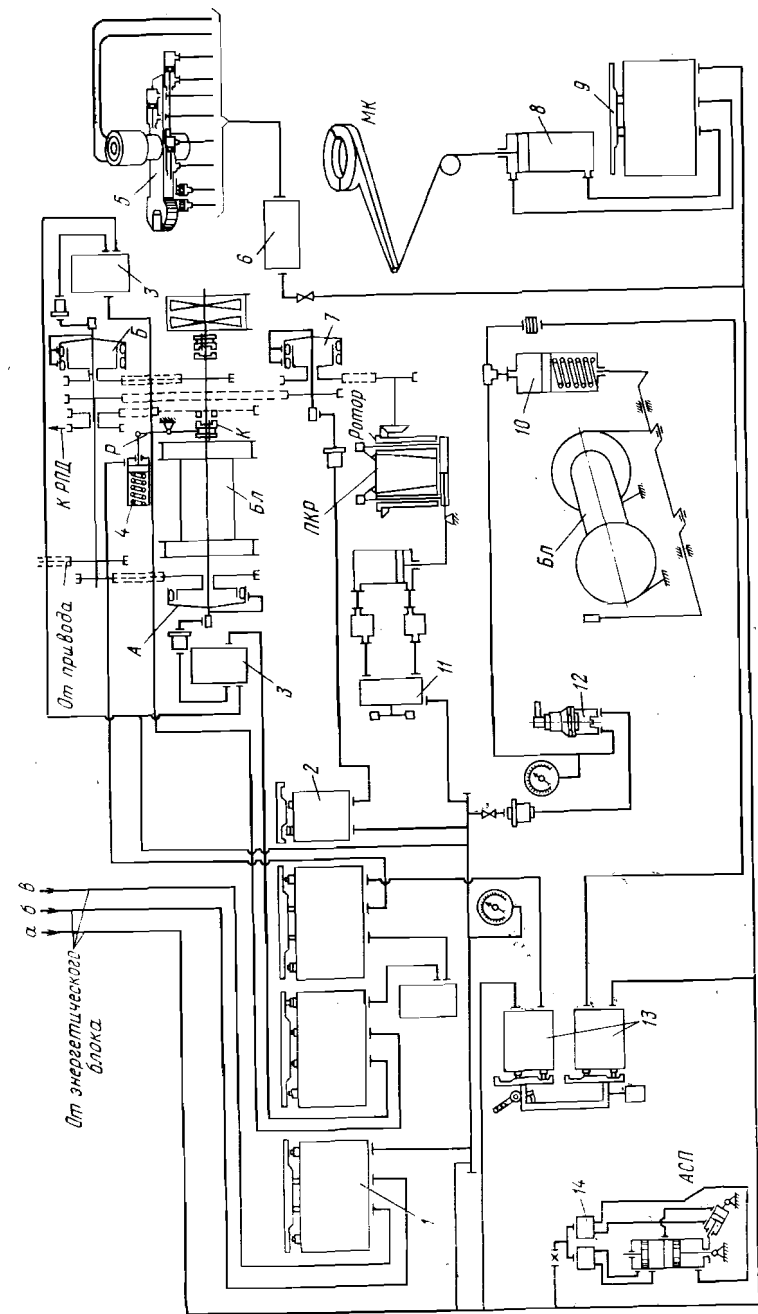


Рис. XI.8. Схема пневматического управления буровой установки БУ3000БД

К вышечно-лебедочному блоку сжатый воздух поступает по трубопроводам *а, б* и *в* от воздухохранивателя через маслоотделитель и разгрузочное устройство к четырехклапанному крану *1*. Один из этих кранов служит для управления шинно-пневматическими муфтами *А* и *Б* привода барабана лебедки Бл, в который воздух поступает через распределитель *3*. При бурении включение регулятора подачи РПД осуществляется пружинным пневмоцилиндром *4*, а управление ротором — двухклапанным краном *2* путем включения шинно-пневматической муфты *7*. Пневматическим клиновым захватом управляют с помощью крана *11* с ножным управлением.

Тормоз барабана лебедки Бл включается регулируемым пневматическим краном *12*, управляющим цилиндром *10* привода тормоза лебедки. Управление пневматическими цилиндрами комплекса АСП осуществляется кранами *14*, расположенными на посту бурильщика. Там же находятся краны управления пневмораскрепителя *8*, двухклапанный кран *9*, управляющий механическим ключом МК. Ключ АКБ-ЗМ2 *5* управляется с помощью распределителя *6*. Двухклапанные краны *13* связаны с цилиндром *10* тормоза и муфтой *А* аварийным приводом от противозатаскивателя талевого блока, производящим автоматическое торможение и отключение барабана лебедки Бл при затаскивании талевого блока на кронблок.

§ 6. ПУЛЬТЫ УПРАВЛЕНИЯ

В буровых установках применяют различные агрегаты и механизмы. Для управления ими используют устройства, включающие штурвалы, рукоятки, рычаги, переключатели, командоконтроллеры, кнопки, приводящие в действие системы управления: пневматические, электрические и механические. Система обратной связи оборудуется контрольными приборами с циферблатами, сигнальными лампочками и другими указывающими устройствами, информирующими оператора об исполнении команды или режима работы.

Все эти устройства для удобства и обеспечения оперативности управления сосредоточены на нескольких пультах управления. Для удобства контроля и наблюдения за режимом выполнения технологических операций и обеспечения безопасности работы персонала пульта управления и панели располагают в удобных местах для оперативного управления и наблюдения за работой агрегатов и механизмов буровой установки.

Большая часть органов управления сосредоточена на уровне пола буровой вблизи ротора, где работает бурильщик. Эти органы расположены на нескольких пультах у управляемых агрегатов. Здесь находятся пульта управления: бурильщика — ротором и лебедкой; ключом типа АКБ-ЗМ; вспомогательной

лебедкой; РПД; противовыбросовым оборудованием; комплексом АСП.

В буровых установках с групповым дизельным приводом около каждого дизеля устанавливают пульт управления. В некоторых установках применяют пульта управления компрессорными станциями, пульта управления буровыми насосами и противовыбросовым оборудованием.

Пульт бурильщика

Пульта бурильщика довольно однотипны (рис. XI.9) и состоят из сварного железного корпуса в виде шкафа с наклонной панелью и горизонтальной подставки. Рядом с этим шкафом располагают тормозной рычаг ленточного тормоза лебедки, а в некоторых установках рычаг пневмоуправления этим тормозом. На пульте расположено 20 управляющих органов и 16 сигнализирующих устройств.

На вертикальной панели смонтированы девять лампочек, сигнализирующих о включении муфт лебедки *1* и *2* и вспомогательного тормоза *3*; о наличии давления воздуха в системе *4*; резерв *5*; о пуске в работу ротора *6*, РПД *7*, буровых насосов *8* и *9*.

На этой же панели установлены четыре амперметра *10—13* и девять универсальных переключателей: включение спуска колонны *14*; выбора муфт *15*; включение РПД *16*; защиты лебедки *17*; включение компрессоров *18*; включение и снятие сигнала *19*; выбора режима работы *20*; аварийного выключения насосов *23*; отключения вводов *25*. Кроме того, находятся переключатели устройства для управления РПД *21* и охлаждения тормоза *24*, а также указатель частоты вращения ротора *22*.

На горизонтальной панели размещены три манометра фиксирующие: давление сжатого воздуха в сети *29*, давление в шинно-пневматической муфте барабана лебедки *28* и давление в тормозном цилиндре *36*; три четырехклапанных крана для включения муфты: привода лебедки *30*, соединяющего вал барабана с КПП или с РПД *31*, «тихих» и «быстрых» скоростей *33* и сигнальная лампочка *32*. На этой же панели размещены два командоконтроллера: управления приводом лебедки *26* и управления электротормозом лебедки *27*. На боковой панели смонтирована рукоятка *34* управления тормозным краном *35* ленточного тормоза лебедки.

Все органы управления и приборы контроля расположены так, что бурильщик может управлять процессом бурения и контролировать его не меняя своей рабочей позы.

Пульта дизелиста, управления ключом АКБ или АСП и другие конструктивно похожи на пульт бурильщика, но имеют всего несколько органов управления и контрольных приборов.

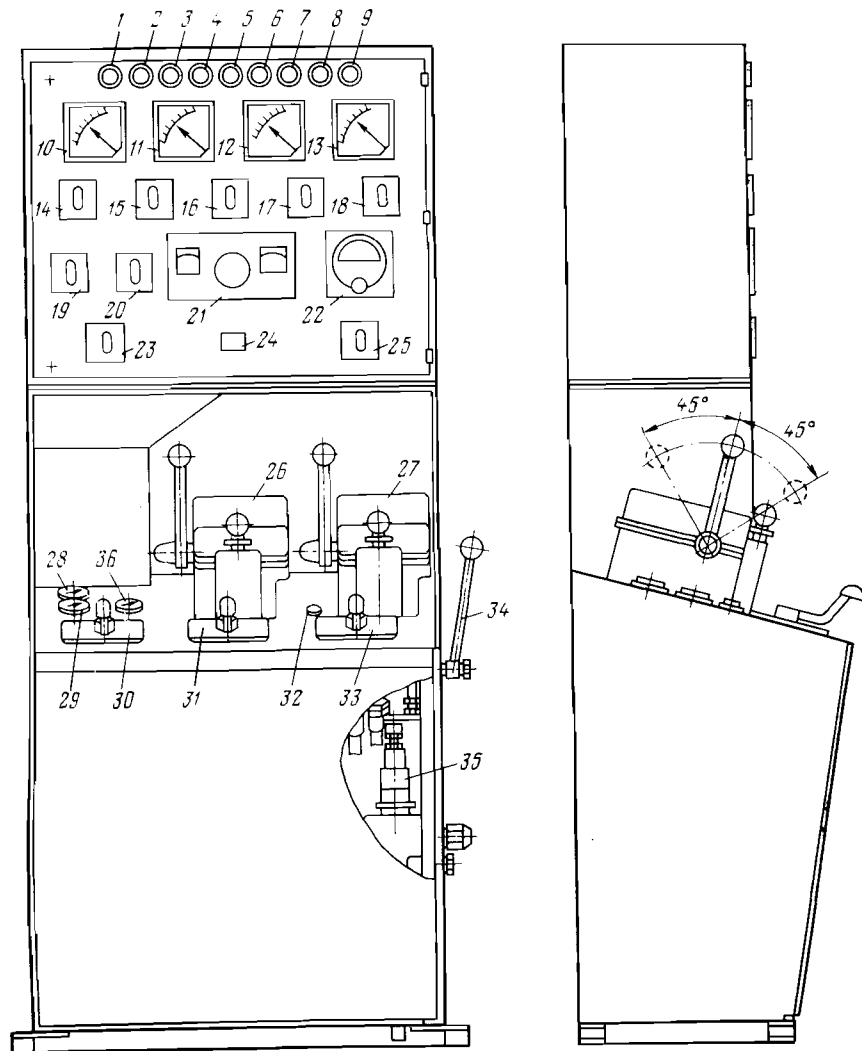


Рис. XI.9. Пульт бурильщика установки БУ5000ЭУ

§ 7. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЕМ ДЛЯ ГЕРМЕТИЗАЦИИ УСТЬЯ СКВАЖИНЫ

Оборудование для герметизации устья скважины служит для быстрого перекрытия его в случаях газопроявлений в скважине, а также для управления давлением в процессе бурения. При газопроявлениях выброс нефти или газа начинается очень

быстро и протекает интенсивно, что может привести к гибели скважины, оборудования и загрязнению окружающей среды.

Оперативное дистанционное управление превенторами и задвижками предназначено для герметизации устья скважины, ее разрядки, восстановления циркуляции, создания давления на пласт, его регулирования и закачки раствора при проявлениях.

При помощи оборудования для герметизации устья выполняют следующие операции:

герметизацию устья скважины при наличии или отсутствии в ней бурильной колонны;

расхаживание и проворачивание (при вращающемся превенторе) бурильной колонны при герметизированном устье скважины во избежание ее прихватов;

восстановление циркуляции промывочной жидкости с противодействием на пласт;

быстрое снижение давления в скважине;

закачку бурового раствора через затрубное пространство для создания обратной циркуляции;

поддержание на забое равновесного давления при бурении.

Система управления рассчитана на работу в интервале температур от 50 до -40°C и должна действовать надежно и быстро. Для этого, например, управление плашечными превенторами выполняется резервированным: гидравлическое дистанционное — с поста бурильщика и ручное — со штурвалами, расположенными на уровне земли на расстоянии 10—15 м от устья.

На рис. XI.10 приведена схема управления оборудованием для герметизации устья скважины 7. Оборудование представлено универсальным 2 и одним или несколькими плашечными 3 превенторами, а также системой их обвязки.

Управление превенторами резервировано, для чего имеются по два штурвала управления 4 каждым плашечным превентором, двойная система дистанционного гидропневматического управления: с пульта бурильщика 1 и основного пульта 6. С этих пультов осуществляется дистанционное управление плашечными и универсальными превенторами. Затрубное пространство скважины связано системой трубопроводов с блоками дросселирования 5 и глушения 8. Трубопроводы перекрывают задвижками с ручным управлением.

Управление превенторной установкой

Превенторная установка на устье скважины управляется: механической, гидравлической и электрической системами управления.

Исполнительными органами в превенторах являются гидравлические цилиндры или механические устройства, развивающие большие усилия, которые необходимы для перемещения рабо-

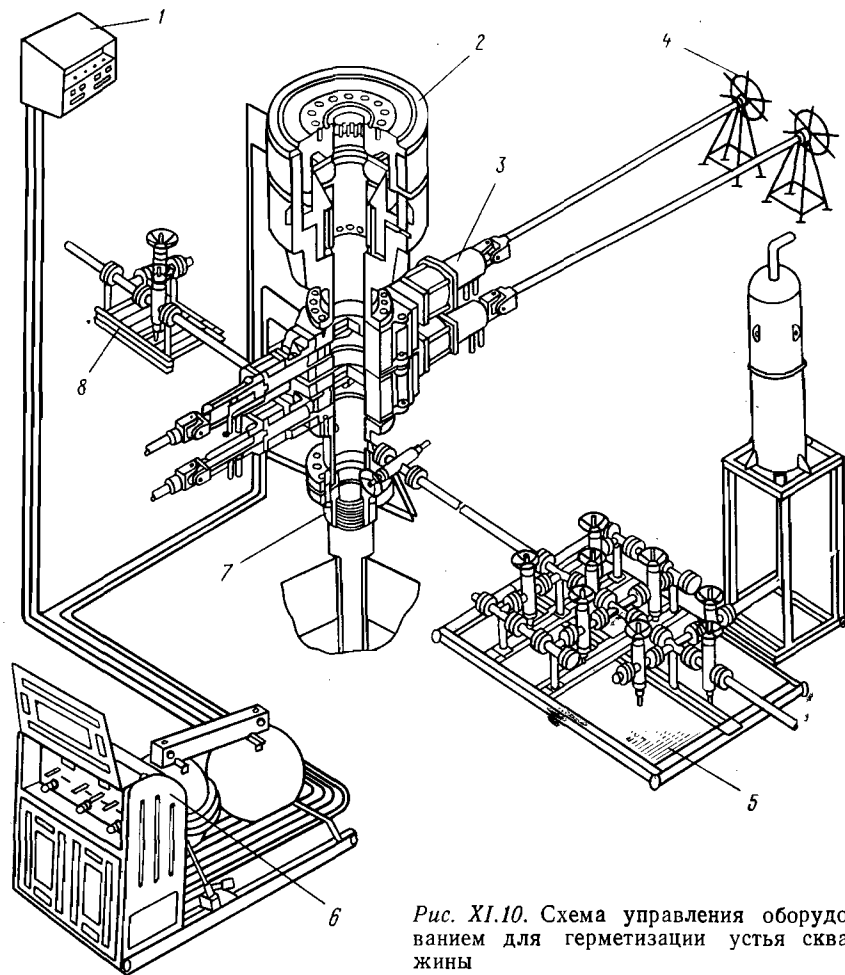


Рис. XI.10. Схема управления оборудованием для герметизации устья скважины

чих органов — плашек или манжет для уплотнения пространства между трубами и скважиной при больших давлениях. Электрические системы применяют только для включения или выключения. Для этих устройств необходимо быстро подводить значительную мощность, поэтому гидравлическое управление с давлениями жидкости до 10 МПа, поступающей от гидропневматических аккумуляторов, получило наибольшее распространение.

Гидравлическое управление предназначено для оперативного дистанционного управления превенторами и задвижками манифольда.

Техническая характеристика системы гидроуправления

Рабочее давление в гидросистеме, МПа	10
Рабочая жидкость в гидросистеме	Масло АМГ-10 (ГОСТ 6794—75) Масло ДП-8 (+15÷+50 °С)
Вместимость масляного бака, м ³	0,2
Применяемый в аккумуляторе газ	Азот
Давление азота в аккумуляторе при заполнении, МПа	6—6,5
Объем аккумулятора гидропривода с установленной диафрагмой, м ³	0,168
Объем масла в аккумуляторе при давлении в системе 10 МПа, м ³	0,068
Подача насоса НШ-10Д, м ³ /об	0,01

Оперативное дистанционное управление превенторами и задвижками манифольда осуществляется гидравлическим приводом с двух взаимно заблокированных пультов: основного и вспомогательного. Схема гидравлического управления рассчитана на дистанционное управление тремя плашечными превенторами, одним универсальным и двумя задвижками манифольда.

Основной пульт (рис. XI.11) предназначен для управления превенторами и задвижками с безопасного места вне буровой. В основной пульт входят: шестеренный насос 9 с электродвигателем 8, электрооборудование 7, ручной насос 12, гидропневматический шаровой диафрагменный аккумулятор 11, масляный бак 6, распределитель блок 5 с рукоятками управления 2 и 4, фильтра 14, предохранительный 10 и обратный 15 клапаны. Все элементы смонтированы на общей раме 13 и представляют собой комплектный транспортабельный блок.

Электродвигатель привода насоса имеет автоматическое управление от электроконтактного манометра 3, электрическая система которого регулируется на давление 10 МПа для включения и отключения электродвигателя. Для визуального контроля давления служит манометр 1.

С основного пульта можно открывать и закрывать плашечные превенторы и задвижки. Универсальный превентор с основного пульта можно только закрывать. Распределитель основного пульта, управляющий универсальным превентором, подает масло в блокировочный цилиндр соответствующей рукоятки распределителя на вспомогательном пульте и переводит ее в положение «закрывается» — превентор закрывается. Блокировочный цилиндр — одностороннего действия, поэтому закрытый с основного пульта универсальный превентор открыть со вспомогательного пульта невозможно. Для управления универсальным превентором со вспомогательного пульта необходимо перевести рукоятку распределителя основного пульта в положение «открыто».

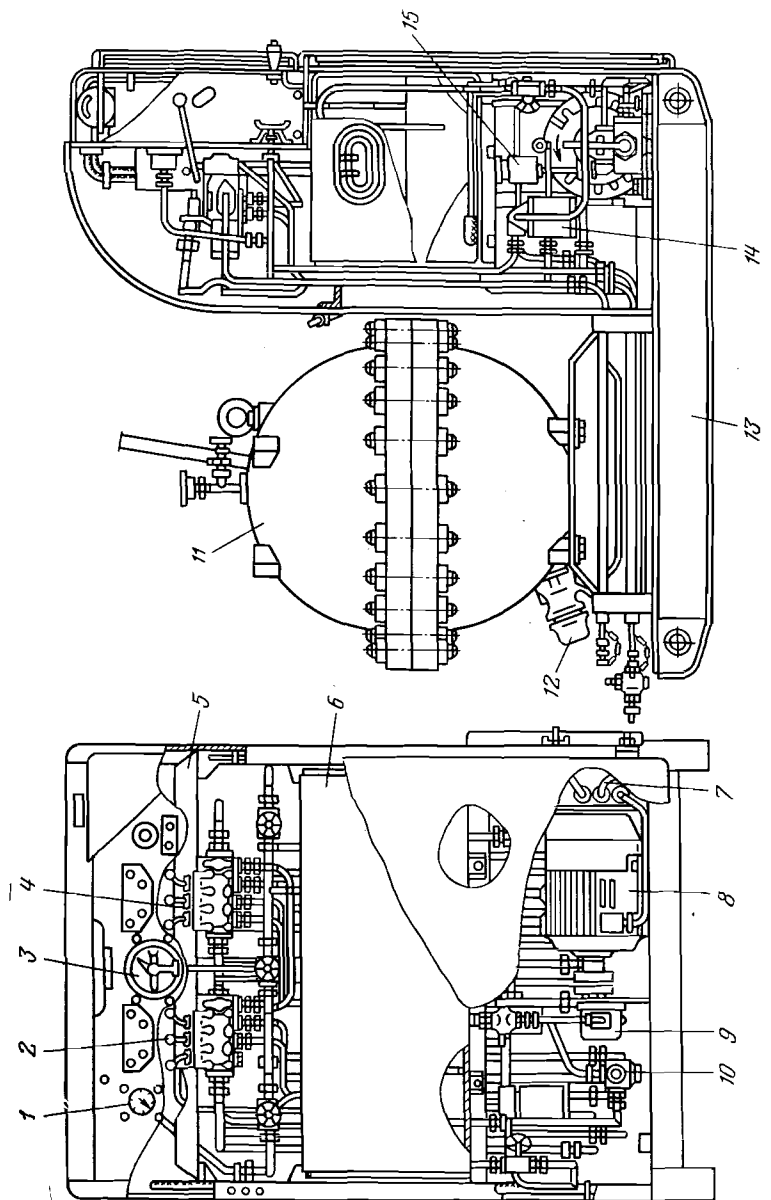


Рис. XI.11. Основной пульт управления превенторами с гидропневматическим аккумулятором

Гидропневматический аккумулятор на пульте служит для обеспечения системы управления превенторами необходимым запасом энергии и быстрого их приведения в действие (10—15 с). Поэтому в аккумулятор подается масло под давлением до 10 МПа при помощи шестеренного насоса 9, а при отключении электроэнергии — ручным насосом 12.

Внутри шарового сосуда аккумулятора размещается диафрагма, разделяющая рабочую жидкость (масло) от газа (азота), служащего пневматической пружиной для поддержания необходимого давления для приведения в действие превенторов.

Вспомогательный пульт предназначен для управления превенторной установкой непосредственно с рабочего места бурильщика. С этого пульта можно закрывать плащечные превенторы, открывать рабочую задвижку манифольда, закрывать и открывать универсальный превентор.

Масло от основного пульта поступает в нагнетательную линию регулирующего клапана и одного из распределителей. Распределители, управляющие плащечными превенторами и задвижкой манифольда, подают масло в блокировочные цилиндры соответствующих распределителей на основном пульте, благодаря чему превенторы закрываются и задвижки открываются.

Распределитель, управляющий универсальным превентором, питается через регулирующий клапан, в результате этого в универсальный превентор подается любое в зависимости от настройки клапана давление от 0 до 10 МПа. Величина давления отмечается на манометре.

В случае возрастания давления в запорной камере универсального превентора (при расхаживании бурильной колонны или ее протаскивании) выше отрегулированного на клапане избыточное количество масла через фильтр попадает в распределитель, далее в регулирующий клапан, затем сбрасывается на слив. В процессе слива нагнетательная линия гидроуправления автоматически отсекается. При падении давления в запорной камере универсального превентора ниже отрегулированного на клапане недостающее количество масла поступает от гидроуправления через регулирующий клапан и распределитель.

Для нормальной работы регулирующего клапана давление в нагнетательном трубопроводе должно быть 10 МПа. При подаче масла в нагнетательную линию под давлением выше 10 МПа часть его сбрасывается через клапан в бак. Это приводит к частому включению шестеренного насоса и быстрому выходу его из строя. При подаче масла под давлением ниже 10 МПа в нагнетательную линию регулирующего клапана в процессе протаскивания труб через превентор избыток масла сбрасываться не будет, что приводит к повышенному износу и выходу из строя уплотнителя универсального превентора.

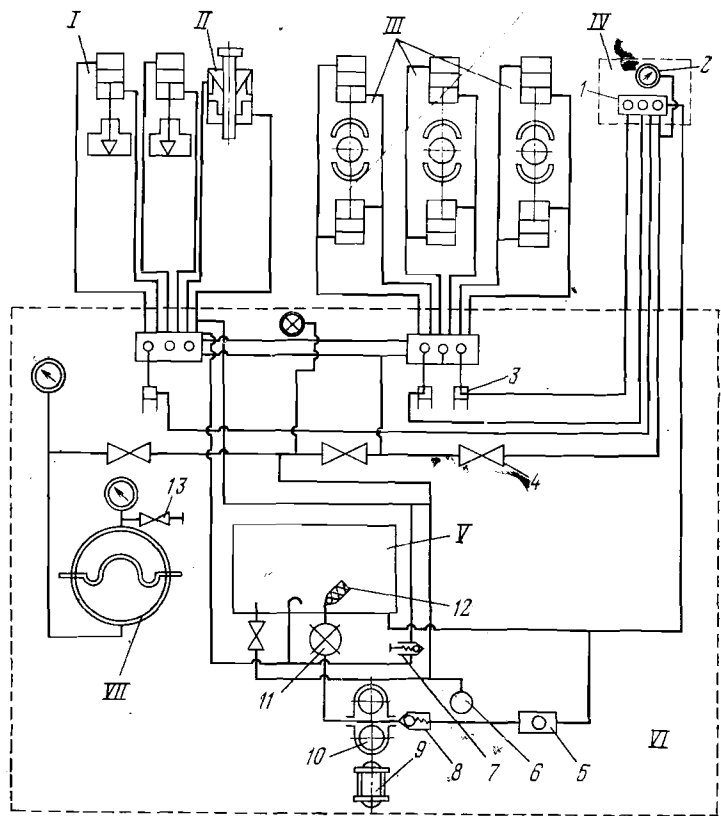


Рис. XI.12. Схема гидравлического управления оборудованием для герметизации устья скважины:

1 — распределитель; 2 — манометр; 3 — блокировочный цилиндр; 4 и 13 — вентили масла и азота; 5 — ручной насос; 6 — масляный фильтр; 7 и 8 — клапаны предохранительный и обратный; 9 — электродвигатель; 10 — масляный насос; 11 — кран; 12 — маслосборник; 1 — управляемые задвижки; 11 — универсальный превентор; 111 — плашечные превенторы; IV — вспомогательный пульт; V — масляный бак; VI — основной пульт; VII — гидравлический аккумулятор

Перед пуском в эксплуатацию система опрессовывается под давлением в 1,5 раза выше рабочего.

Преимущество превентора с гидравлическим управлением — их быстродействие. Так, на закрытие плашечного превентора ППГ-210-35 затрачивается не более 10 с, а при ручном способе — около 70 с. Кроме того, превенторы с гидравлическим управлением просто монтируются, в них можно быстро заменить плашки без съема превентора с устья скважины, даже при наличии в ней бурильной колонны. Замена плашек осуществляется через боковые прямоугольные отверстия в корпусе превентора, закрываемые откидными крышками. Через эти отверстия

плашки устанавливают в собранном виде. Для обогрева плашек в зимнее время имеется паропровод.

Схема гидравлического управления превенторами и задвижками, которая использована в современной превенторной установке ОП2-230×35, приведена на рис. XI.12. Управление может быть осуществлено с двух пультов — основного и вспомогательного. С основного пульта осуществляется управление всеми перечисленными агрегатами, а с вспомогательного — непосредственно с буровой установки — управление двумя плашечными превенторами.

Контрольные вопросы к гл. XI

1. Основные функции систем управления буровых установок.
2. Основные органы системы управления.
3. Характеристика механических систем управления.
4. Схема пневматической системы управления основными исполнительными механизмами буровой установки.
5. Основные элементы системы пневматического управления.
6. Принцип действия клапанных и регулирующих кранов систем управления.
7. Схема и действие регулирующего крана ленточного тормоза буровой лебедки.
8. Назначение и режим работы компрессорной станции системы пневматического управления.
9. Схема и процесс работы воздушного компрессора системы управления.
10. Определение количества воздуха, необходимого для управления буровой установкой.
11. Система управления оборудованием для герметизации устья скважины.

ГЛАВА XII

ЗАБОЙНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

§ 1. ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ

В процессе бурения скважины долото приводится во вращение либо ротором, либо забойными двигателями, расположенными непосредственно в нижней части бурильной колонны над долотом. Для этих целей применяют гидравлические и электрические двигатели.

Существуют гидравлические двигатели двух типов: гидравлические многоступенчатые турбины, называемые турбобурами, и гидравлические двигатели объемного действия. Электрические забойные двигатели — электробуры — состоят из маслonaполненного электрического двигателя трехфазного переменного тока, соединенного со шпинделем, на котором укреплено долото.

Идея использования забойного двигателя для бурения сква-

жин родилась еще в конце прошлого века, однако впервые турбобур был применен для бурения скважин советским инженером М. А. Капелюшниковым в 1923 г. Этот турбобур был с одноступенчатой осевой турбиной, развивающий частоту вращения 2000—2500 об/мин. Для снижения ее до 50—200 об/мин турбина была соединена с планетарным редуктором, но в то время не удалось решить проблему надежности и достаточной долговечности этой конструкции и работы были прекращены.

Несколько позднее в США (штат Калифорния) инженером Шарпенбергом были проведены испытания высокооборотного многоступенчатого турбобура с редуктором, однако эта конструкция также успеха не имела.

Спустя 10 лет инженерами П. П. Шумиловым, Э. И. Тагиевым, М. Т. Гусманом и Р. А. Иоаннесяном был создан многоступенчатый турбобур сначала с шарикоподшипниковой опорой, а потом с резинометаллической. Широкое внедрение этого турбобура началось в 1946 г. Турбинное бурение получило широкое распространение в СССР. Однако высокая частота вращения вала турбобура приводит к быстрому износу шарошечных долот и небольшим проходкам на долото при сравнительно высокой скорости механического бурения.

В 60-х годах по ВНИИБТ инженерами М. Т. Гусманом, Ф. Д. Балденко и А. М. Колчиным были начаты работы по созданию забойного винтового объемного гидравлического двигателя, вращающего долото с частотой 50—200 об/мин. Первые двигатели были испытаны в 1967—1969 гг. В настоящее время создано несколько их конструкций, работающих достаточно надежно.

Первый электробур был создан в Советском Союзе в 1938—1940 гг. инженерами Н. Г. Григоряном, А. Л. Ильским, А. А. Богдановым, Н. В. Александровым и А. П. Островским. Этим электробуром была пробурена на промысле «Азизбековнефть» (Баку) скважина глубиной 1468 м. В настоящее время электробуры успешно применяют для бурения наклонно направленных скважин в сложных геологических условиях.

§ 2. ТУРБОБУРЫ

Турбобур представляет собой забойный гидравлический двигатель с многоступенчатой турбиной. Гидравлическая энергия потока бурового раствора приводит во вращение вал, соединенный с валом шпинделя и долотом. Для различных условий бурения отечественная промышленность выпускает турбобуры, различающиеся по диаметру, числу секций, расположению и конструкции опор и устройству турбинных аппаратов. Унифицированная секция турбобура, применяемая для одно- и многосекционных турбобуров, не имеет осевой опоры, а осевые нагруз-

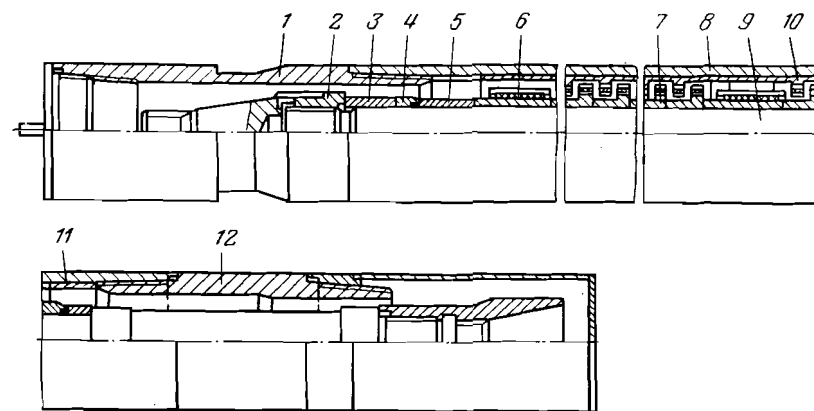


Рис. XII.1. Унифицированная турбинная секция турбобура ЗТСШ-195

ки воспринимаются опорой, расположенной в шпindelной секции.

Унифицированная турбинная секция турбобура ЗТСШ-195 (рис. XII.1) состоит из переводника 1, свинченного на конусной резьбе с корпусом 8, в котором находятся пакеты статоров гидротормоза 7 и турбины 10, сжимаемые регулировочными кольцами 11 и фиксируемые нижним переводником 12. Этот переводник снабжен ниппелем с конусной замковой резьбой, к которой присоединяется вторая секция турбобура или шпindelная секция, а при транспортировке навинчивается колпак.

Вращающаяся группа деталей: регулировочное кольцо 3, втулки уплотнения 4 и распорная 5, радиальные опоры средняя и верхняя 6 и пакеты роторов гидротормоза 7 и турбины 10, закрепленные на валу секции 9 стяжной полумуфтой 2.

В многосекционных турбобурах валы секций соединяются с помощью конусных или шлицевых муфт на резьбах с небольшим углом конусности.

Турбина состоит из большого числа ступеней (до 370). Каждая ступень (рис. XII.2) состоит из статора с наружным 2 и внутренним 3 ободами, между которыми размещены лопатки 4 и ротора, обод 1 которого снабжен лопатками 5. Лопатки статора и ротора расположены под углом друг к другу, вследствие чего поток жидкости, поступающий под углом из каналов статора на лопатки ротора, меняет свое направление и давит на них. В результате этого создаются силы, стремящиеся повернуть закрепленный на валу ротор в одну сторону, а закрепленный в корпусе статор — в другую.

Далее поток раствора из каналов ротора вновь поступает на лопатки статора второй ниже расположенной ступени, на лопатки ее ротора, где вновь изменяется направление потока раство-

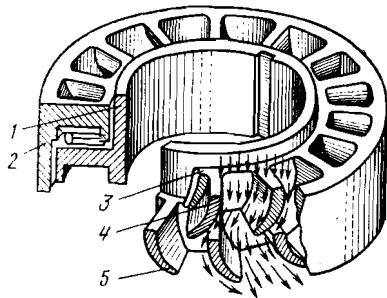


Рис. XII.2. Ступень турбины турбобура

Рис. XII.3. Унифицированная шпindelная секция турбобура ЗТСШ-195:

а — на резинометаллической опоре; б — на упорнорадиальных шарикоподшипниках

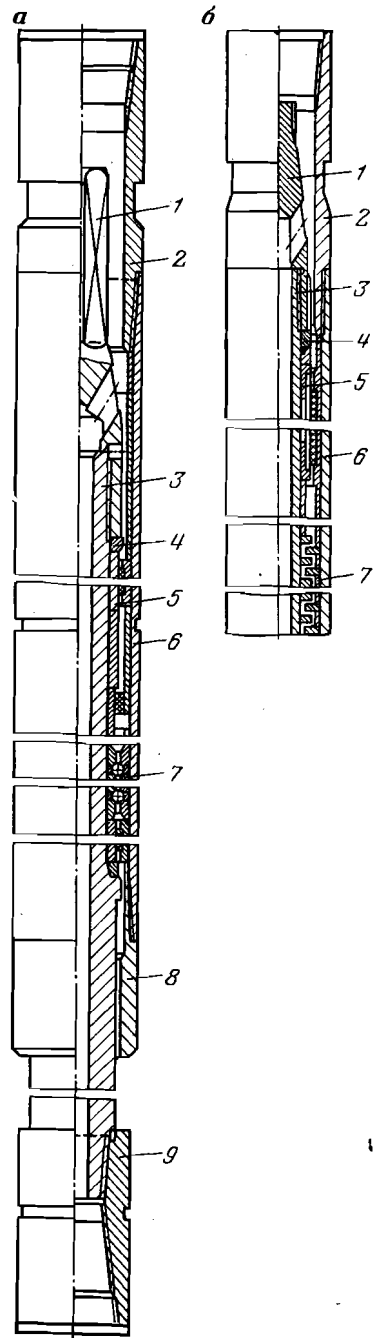
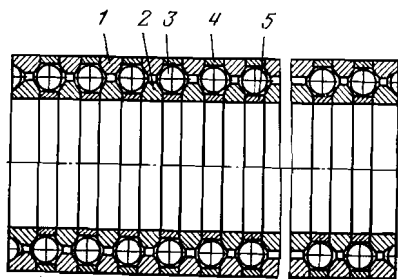


Рис. XII.4. Осевая опора качения турбобура



ра. На роторе второй ступени также возникает крутящий момент. В результате раствор под действием энергии давления, создаваемой буровым насосом, расположенным на поверхности, проходит все ступени турбобура. В многоступенчатой турбине раствор движется вдоль ее оси. Активный крутящий момент, создаваемый каждым ротором, суммируется на валу, а реактивный (равный по величине и противоположный по направлению), создаваемый на лопатках статора, суммируется на корпусе турбобура.

Реактивный момент через корпус турбобура передается соединенной с ним бурильной колонне, а активный — долоту. На создание крутящего момента перепад давления, срабатываемый в турбобуре, составляет от 3 до 7 МПа, а иногда и более. Это является большим недостатком турбобура, поглощающего значительную часть энергии, создаваемую насосом и затрачивающего ее на вращение долота, а не на очистку и эффективное разрушение забоя скважины, что практически исключает возможность применения гидромониторных долот.

По устройству турбин, требующих различного расхода жидкости, турбобуры подразделяются на:

низколитражные, высоконапорные, имеющие максимальную мощность, большую частоту вращения и значительный вращающий момент;

среднелитражные, развивающие максимальный вращающий момент, среднюю частоту вращения при высоком расходе жидкости;

высоколитражные, имеющие максимальное отношение вращающего момента к частоте вращения M/n , относительно низкую частоту вращения и повышенный расход жидкости.

По числу секций турбобуры подразделяются на односекционные, в которых турбина и опорная пята расположены в одном корпусе, и многосекционные, состоящие из нескольких турбинных секций и шпинделя с осевой опорой.

Унифицированная шпindelная секция (рис. XII.3) представляет собой самостоятельную сборку, которую можно использовать с одно- и многосекционным турбобуром. Шпindelная секция выполняется в двух модификациях: на упорном подшипнике качения (рис. XII.3, а) и на резинометаллической опоре скольжения (рис. XII.3, б).

Все основные детали шпindelных секций — взаимозаменяемые, что упрощает ремонт и обслуживание. Вал 3 шпинделя в нижней части имеет ниппельную часть с резьбой для присоединения переводника 9 долота. Верхний конец вала 3 снабжен конической резьбой, на которую навинчивается полумуфта 1, стягивающая регулировочные кольца 4, втулку радиальной нижней опоры 5 и внутренние кольца упорно-радиального подшипника 7 (рис. XII.3, а) или диски резинометаллической пяты 7

(рис. XII.3, б). Корпус шпинделя 6 представляет собой трубку с внутренней конической резьбой по концам, к которым сверху привинчен переводник 2, а снизу ниппель 8, являющийся радиальной опорой вала шпинделя. Пята 7 воспринимает осевые нагрузки от долота и гидравлического давления и передает их через корпус бурильной колонне.

Многорядный осевой подшипник качения (рис. XII.4) имеет несколько параллельно работающих упорных бесшариковых подшипников (до 10), каждый из которых состоит из наружного 1 и внутреннего 2 колец, между которыми размещены шары 3, наружные 4 и внутренние 5 распорные кольца. Многорядные осевые подшипники качения опор турбобуров работают в пределах 20—100 ч.

Резинометаллический подшипник состоит из нескольких ступеней. Каждая ступень имеет подпятник, который представляет собой металлический обод с резиновой облицовкой, укрепляемый в корпусе, и стальной диск, расположенный на валу турбобура. Резиновая облицовка одного из элементов радиального или осевого подшипника обеспечивает его работу со смазкой буровым раствором. Резинометаллические опоры турбобуров в зависимости от условий эксплуатации имеют работоспособность в пределах 50—150 ч.

Осевые подшипники турбобуров располагают в верхней или нижней части турбобура. При верхнем расположении опора снабжается каналами для протока раствора, а при расположении в нижней части вала не имеет каналов и служит лабиринтным уплотнением, препятствующим утечкам раствора в зазор между валом и нижним радиальным резинометаллическим подшипником, расположенном в ниппеле. При такой конструкции можно работать с некоторым перепадом давления на долоте без значительных утечек раствора через нижнюю опору. Валы верхних секций имеют только радиальные опоры.

Ниппель, свинцовый с корпусом турбобура, служит также для зажатия статоров турбины. В турбинных секциях осевые деформации элементов ротора и статора турбины должны быть одинаковыми. Деформация определяется соотношением натягов конусных резьб муфты и соединительного переводника. Детали шпиндельной секции крепятся за счет деформации вращающихся и неподвижных элементов подшипника, обеспечивающих равномерное распределение нагрузки.

В зависимости от требований бурения применяют турбобуры диаметром от 127 до 240 мм с числом ступеней от 52 до 369, длиной от 8,8 до 26 м. Для удобства монтажа и перевозки турбобуры выполняются из отдельных секций (до четырех) длиной 6—10 м каждая, соединяемых между собой на буровой перед спуском в скважину.

Таблица XII.1

Техническая характеристика унифицированных турбобуров

Типоразмер	Расход жидкости, л/с	Частота вращения, об/мин	Число		Длина, м	Момент, кН·м	Перепад давления, МПа	Мощность, кВт	Масса, т
			секций	ступеней					
ЗТСШ-240	34	470	3	315	23,55	2,99	6,2	147	5,97
А9Ш (240)	45	415	2	210	16,65	3,06	6,7	132	4,04
А9ГТШ (240)	45	235	3	315	23,29	3,06	5,7	59	6,15
ЗТСШ-195	35	450	3	306	25,7	1,86	4,9	88	4,74
ЗТСШ-195ГЛ	30	700	3	318	25,7	3,06	10,0	224	4,32
А7ГТШ (195)	30	300	3	330	24,95	1,86	7,8	65	4,4

Односекционные турбобуры типа Т12МЗ изготавливают диаметрами 240, 195 и 172 мм с числом ступеней 98—106, собранных в одном корпусе. Они снабжены резинометаллической осевой опорой, расположенной в верхней части корпуса.

Многосекционные унифицированные турбобуры типа ЗТСШ, А9Ш и А7ГТШ изготавливают диаметрами 240 и 195 мм. Турбобуры ЗТСШ имеют три секции, а А9Ш и А7Ш — две секции.

Техническая характеристика унифицированных турбобуров приведена в табл. XII.1.

Турбобуры с буквой А в шифре отличаются тем, что их турбины имеют изменяющуюся характеристику при постоянном расходе жидкости. Эти турбины сконструированы так, что перепад давления на них уменьшается в зависимости от снижения нагрузки на долото и вращающего момента. В этих турбобурах использованы высокоциркулятивные турбины, постоянно перепада давления на которых поддерживается с помощью перепускного клапана. Через этот клапан часть жидкости сбрасывается в затрубное пространство, минуя турбобур. Буква Ш в шифре обозначает, что турбобур шпиндельный. Редукционные клапаны для сброса жидкости могут устанавливаться над турбобуром или на некотором расстоянии от него.

Многообразие конструкций турбобуров объясняется тем, что около 90% объема бурения на нефть и газ осуществляется трехшарошечными долотами, для которых частота вращения должна регулироваться в пределах от 30 до 250 об/мин независимо от нагрузки. Во многих породах при бурении с частотой более 250 об/мин шарошечные долота дают проходку иногда во много раз меньшую, чем ее можно получить при современном роторном бурении. Эти обстоятельства заставляют искать спо-

собы приспособить характеристику турбобуров к характеристике, требуемой шарошечным долотом. До настоящего времени все усилия конструкторов увеличить допустимую частоту вращения шарошечных долот не только в Советском Союзе, но и во всем мире положительных результатов не дали. При применении высокочастотных двигателей с долотами истирающего типа, не имеющими опор, получаются хорошие результаты.

К недостаткам забойных гидравлических двигателей относится также потребление значительно большего количества жидкости, чем требуется для работы долота. Более 50 лет тому назад П. П. Шумиловым было доказано, что оптимальный процесс бурения осуществляется тогда, когда на забой подается 2/3 мощности, развиваемой буровыми насосами, но эта мощность должна расходоваться долотом на разрушение породы. На привод долота и на гидравлические потери при транспортировке жидкости к забою должно расходоваться не более 1/3 мощности, развиваемой насосами на поверхности. Условия бурения скважин многообразны и единых рекомендаций быть не может, но совершенно ясно, что в каждом случае должно быть дано экономическое обоснование выбора того или иного оборудования для бурения.

Турбодолото

Турбодолото (рис. XII.5) — турбинный забойный двигатель, служащий для вращения колонковой головки для бурения скважин с отбором образцов породы (кернов). Оно представляет собой одно- или двухсекционный турбобур, с резинометаллической осевой опорой и пустотелым валом.

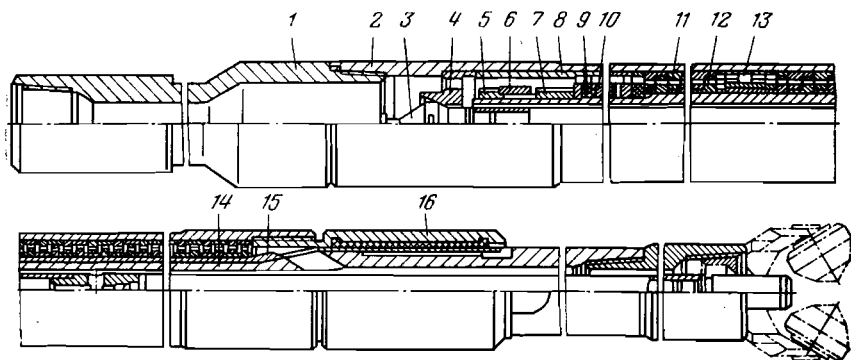


Рис. XII.5. Турбодолото КТД:

1 — переводник; 2 — корпус; 3 — керноприемная труба; 4 — опора грунтоноски; 5 — контргайка; 6 — колпак; 7 — гайка; 8 — втулка; 9, 10 — кольцо и диск пяты; 11, 12 — диски статора и ротора; 13 — опоры; 14 — вал; 15 — переводник; 16 — ниппель

Вал турбодолота имеет полость, внутри которой расположена колонковая труба — грунтоноски для приема выбуренного керна. В верхней части корпуса турбодолота помещена опора грунтоноски, имеющая конусное посадочное гнездо. Грунтоноски снабжена головкой с конусной поверхностью, на которую она садится. Благодаря этому при вращении вала турбодолота с бурильной головкой керноприемная труба не вращается.

Грунтоноски закрывает отверстие в валу, благодаря чему жидкость не проходит через него, а поступает в турбину турбодолота. Так как давление раствора в верхней части турбины больше чем в нижней, то под действием этого перепада колонковая труба прижимается к опоре, что препятствует утечке жидкости через зазор между колонковой трубой и отверстием вала. Это могло бы приводить к разрушению выбуренного керна. В остальном конструкция турбодолота аналогична турбобуру.

В турбодолотах типа КТДС-4 (рис. XII.5) осевая опора расположена в нижней части. Эти турбодолота выпускают с наружным диаметром корпуса 172 и 195 мм, первый — для бурильных головок диаметром 190, а второй — для 214-мм головок.

Техническая характеристика колонковых турбодолот КТД-4

Шифр турбодолота	172 190/48	195-214/60
Длина $L \pm 2,5$, м . . .	9,2	10,1
Наружный диаметр, мм	172	195
Длина грунтоноски, м:		
наибольшая	8,58	9,61
наименьшая	8,43	9,46
Длина керноприемной части, м	4,01	4,9
Диаметр керна, мм	48	60
Число ступеней . . .	135	159
Частота вращения вала, об/мин	625	623
Вращающий момент, кН·м	1,67	1,42
Перепад давления в турбине, МПа	7,9	6,8
Масса, т	1,133	1,61

Все турбины турбодолот имеют номинальный расход бурового раствора $0,028 \text{ м}^3/\text{с}$ при плотности $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$.

Турбобуры для забуривания наклонных скважин

Для забуривания наклонных стволов скважин турбобур с долотом должен быть поставлен в скважине под углом к вертикали. Чтобы этот угол был большим, турбобур должен быть

возможно меньшей длины. Для этих целей применяют укороченные турбобуры-отклонители с числом ступеней 52—109. По конструкции они аналогичны унифицированным турбобурам и состоят из турбинной и шпиндельной секций с той разницей, что шпиндельная секция соединяется с турбинной переводником, имеющим перекос осей $1^{\circ}30'$. Это позволяет набирать кривизну ствола скважины. Вал турбины соединяется с валом шпинделя шарнирной муфтой, компенсирующей эксцентриситет. Корпус турбины через переводник соединяется с бурильной колонной.

Реактивно-турбинные агрегаты

Для бурения верхних интервалов скважин диаметром 0,394—1,02 м применяют реактивно-турбинные агрегаты, у которых два турбобура смонтированы параллельно и жестко соединены между собой. Для бурения скважин в горнорудной промышленности используют реактивно-турбинные агрегаты с тремя и четырьмя турбобурами, соединенными параллельно. Такими агрегатами бурят скважины диаметром от 1,26 до 5 м.

На рис. XII.6 показан реактивно-турбинный агрегат для бурения скважин диаметром 1,02 м. Этот агрегат имеет: переводник 1, соединяющий его с бурильной колонной, траверсу 2, скрепляющую верхние части агрегата и подводящую жидкость к двум турбобурам, турбобуры 3, соединенные в средней части полухомутами 4, грузы 5, 6 и 7, плиту 8, две разрезные втулки 9, кольца 10, нижнюю плиту 11 и стяжки 12. К валам турбобура присоединены долота.

При бурении агрегат вращается бурильной колонной вокруг ее оси, а долота совершают как бы планетарное вращение вокруг осей турбобуров и оси скважины, разрушая ее забой. Нагрузка на забой создается грузами 5, 6 и 7. Разрушенная порода выносится циркулирующим потоком бурового раствора, подаваемого в скважину насосами.

Для бурения скважин с помощью РТБ используются обычные буровые установки.

§ 3. ХАРАКТЕРИСТИКА ТУРБОБУРА

Рабочая характеристика турбины турбобура определяется частотой вращения вала n , крутящим моментом M на его валу, развиваемой мощностью N , перепадом давления Δp и гидравлическим коэффициентом полезного действия η количеством бурового раствора Q , прокачиваемого через турбину. В процессе бурения вследствие изменения момента сопротивления на долоте и количества прокачиваемого раствора все параметры турбобура меняются.

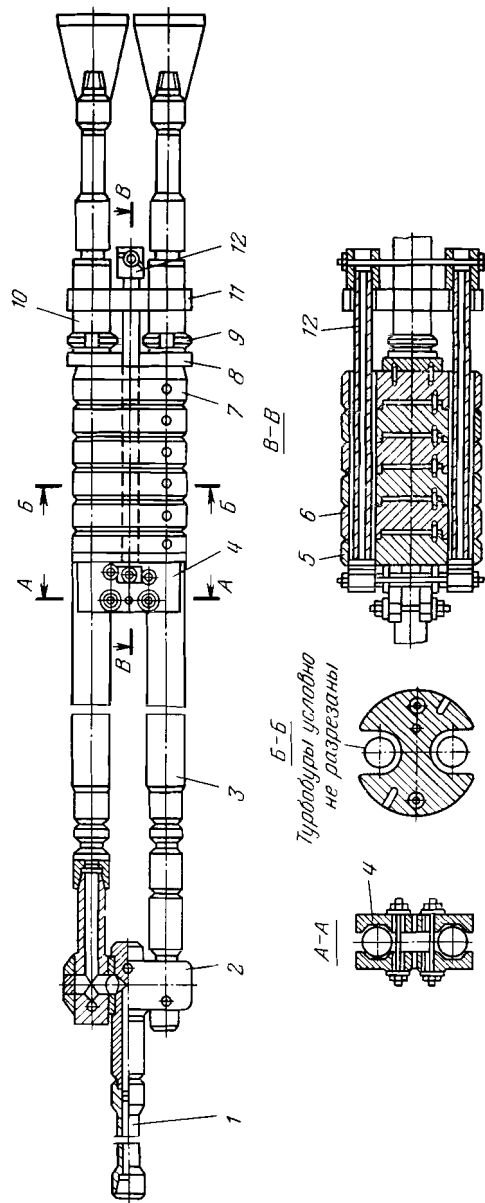


Рис. XII.6. Реактивно-турбинный агрегат РТБ-1020

Крутящий момент на валу турбины возникает в результате взаимодействия потока жидкости с лопатками статора и ротора. В расчетах принимают, что в каналах ротора и статора турбины жидкость движется цилиндрическими слоями и не влияет на другие слои в радиальном направлении. Течение жидкости в цилиндрическом слое рассматривается в теории турбин, разработанной в прошлом веке инженером Эйлером. Согласно этой теории, в проточной части турбины протекает бесчисленное число цилиндрических слоев жидкости, а в каждом слое имеется множество струек или линий тока жидкости. Скорости движения струек в каждом цилиндрическом слое различны как в радиальном, так и в окружном направлении.

Для упрощения расчетов принимают, что эквивалентная струйка имеет некоторую среднюю скорость, соответствующую усредненным параметрам жидкости на расчетном диаметре D_{cp} лопаток турбобура.

Осевая скорость потока c_z жидкости (в м/с) в любом поперечном сечении турбины вычисляется по уравнению расхода

$$c_z = Q/F = Q/\pi D_{cp} l, \quad (XII.1)$$

где Q — расход жидкости, м³/с; F — площадь поперечного сечения решетки турбины, м²; l — радиальная длина лопаток, м.

Для обеспечения протекания жидкости через турбину с определенной скоростью надо на входе в турбину иметь напор, который расходуется как на полезную работу, так и на преодоление вредных сопротивлений.

В турбобурах применяются многоступенчатые аксиальные турбины с густой решеткой специфичной конструкции и в теории турбин общего назначения эти турбины не рассмотрены. В 1936 г. инженером П. П. Шумиловым впервые была рассмотрена теория этих турбин и была предложена циркулятивная теория аксиальных многоступенчатых турбин, что позволило правильно подойти к проектированию турбин для турбобуров с учетом условий их работы. На основе анализа степени циркулятивности (c_u) турбины была предложена методика выбора наиболее важного параметра турбобура — соотношения вращающего момента M и частоты вращения n при работе на оптимальном режиме, т. е. отношение M/n .

Построение специальной циркулятивной теории аксиальных турбин потребовало введения некоторых понятий и обозначений к ранее существовавшим в теории турбин. Для всех величин, относящихся к месту входа потока жидкости в каналы ротора, принимаются индексы «1», а к месту выхода — индексы «2». Абсолютные скорости потока жидкости обозначаются буквой c , относительные w и переносные (окружные) u .

Рассмотрим изменение скоростей потока жидкости в лопастной системе многоступенчатой осевой турбины турбобура. Аб-

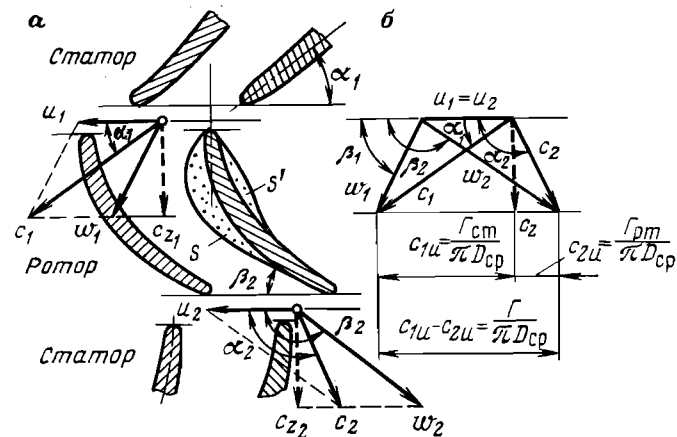


Рис. XII.7. Планы скоростей в турбине:

а — осевая решетка лопастей турбины; б — совмещенный график треугольников скоростей

солотная скорость потока c может быть разложена на скорости в трех направлениях: осевом c_z , тангенциальном (окружном) u и радиальном. Однако так как размер лопастей турбин турбобуров мал по сравнению со средним диаметром турбины, можно пренебречь изменениями в потоке жидкости вдоль радиуса и рассмотреть планы скоростей по двум осям: на направлении переносной скорости u на цилиндрической поверхности со средним диаметром D_{cp} и в осевом направлении c_z . На рис. XII.7 показаны планы скоростей в осевой решетке лопастей турбины.

Окружная скорость на среднем диаметре D_{cp} лопаток

$$u = \pi D_{cp} n.$$

Конструктивные углы наклона профиля лопаток на выходе статора обозначим α_1 , на входе ротора β_1 и на выходе β_2 . В турбинах турбобуров применяют густые решетки и угол наклона α_1 абсолютной скорости c_1 приблизительно равен углу наклона лопастей статора.

Направление относительной скорости w_1 зависит от соотношения скоростей u_1 и c_1 . Построим треугольник скоростей в координатах u_2 и c_1 в точке истечения из ротора на входе в статор нижележащей ступени (координаты $u_2 = u_1$ и $c_{z2} = c_{z1}$). Относительная скорость истечения жидкости с лопатки ротора направлена под углом β_2 между направлением кромки профиля лопатки ротора и вектором окружной скорости. На рис. XII.7, б показано совмещение этих двух треугольников скоростей, по которым можно судить об изменении циркуляции потока.

При движении поток жидкости направляется в каналы статора, неся с собой определенный запас энергии, представленный

в виде давления. По всей высоте канала статора происходит трансформация давления в скоростной напор. При этом весь поток к концу канала статора вследствие поворота лопаток ротора начинает вращаться вокруг оси турбины. Статор вырабатывает в потоке к моменту его истечения винтовой вихрь, осью которого является ось турбины, а напряжение вихря потока зависит от скорости циркуляции его вокруг этой оси.

Скорость циркуляции потока, созданная в статоре

$$\bar{c}_{ст} = c_{1u} \pi D_{ст}, \quad (XII.2)$$

скорость циркуляции потока в роторе

$$\bar{c}_{рт} = c_{2u} \pi D_{ст}, \quad (XII.3)$$

где проекции скоростей потока $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$; $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$; абсолютные скорости $c_1 = c_z / \sin \alpha_1$; $c_2 = c_z / \sin \alpha_2$.

Вращающийся ротор турбины, принимая винтовой вихрь, снижает величину его напряжения, создавая некоторый вращающийся момент. Лопатки статора, закручивая поток вокруг оси турбины, воспринимают направленный в противоположную сторону реактивный момент и передают его на неподвижный корпус турбобура. В многоступенчатой аксиальной турбине напряжение вихря потока, отработанного в ступене ротора, равно напряжению вихря потока на входе в статор следующей расположенной ниже ступени и т. д.

Эффективная мощность турбины пропорциональна суммарному возбужденному в ступенях ротора крутящему моменту, умноженному на угловую скорость вращения ротора. Таким образом, чем больше амплитуда изменения давления потока в ступенях статора и ротора, тем больше создаваемый на роторе рабочий момент и тем ниже можно получить угловую скорость вращения вала турбины при одной и той же ее мощности.

При небольшом отношении радиальной ширины каналов турбины к среднему радиусу $r_{ср}$ можно считать, что средний момент скорости по сечению равен среднему моменту скорости по окружности радиусом $r_{ср}$. Тогда из уравнений теории турбин Эйлера получим приближенный момент, развиваемый одной ступенью турбины (в Н·м)

$$M = \rho Q (c_{1u} - c_{2u}) r_{ср}, \quad (XII.4)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м³; Q — расход жидкости, м³/с; $r_{ср}$ — средний радиус ступени, м.

Мощность турбины (в Вт)

$$N = M \omega, \quad (XII.5)$$

где $\omega = \Pi n / 30$ — угловая скорость ротора турбины, с⁻¹; n — частота вращения ротора, об/мин.

Мощность, развиваемая одной ступенью турбобура,

$$N = \Delta p_{ст} Q,$$

где $\Delta p_{ст}$ — эффективный используемый перепад давления на ступени турбины, МПа,

$$\Delta p_{ст} = N / Q. \quad (XII.6)$$

Для турбобуров с числом ступеней k мощность и вращающий момент будут в k раз больше.

Для тихоходных турбин турбобуров с большим вращающимся моментом требуется создание значительной амплитуды колебания циркуляции, а следовательно, большой разности проекций скоростей потока $c_{1u} - c_{2u}$.

Для оценки этих качеств турбобуров введены понятия:

коэффициент циркулятивности турбин

$$\bar{c}_u = (c_{1u} - c_{2u}) / u, \quad (XII.7)$$

(u — окружная скорость потока);

коэффициент расхода ступени

$$\bar{c}_z = c_z / u, \quad (XII.8)$$

(c_z — осевая скорость потока).

С увеличением разности проекций скоростей потока возрастает вращающий момент, развиваемый каждой ступенью; с уменьшением окружных скоростей снижается частота вращения.

Высокий коэффициент циркулятивности c_u имеют тихоходные турбины с большим вращающим моментом. Быстроходные турбины имеют низкий коэффициент циркулятивности и небольшой вращающий момент. В современных турбобурах применяют высокоциркулятивные турбины с небольшим расходом, но при высоком напоре.

В реальных условиях поток жидкости в каналах турбин турбобуров неодинаков и неоднороден. При работе турбобура скорость и давление жидкости в любой точке потока изменяются без определенной закономерности, что вызвано неравномерностью нагрузки на валу при бурении и колебаниями подачи насосов. Форма же лопаток статора и ротора турбины постоянна и она должна быть такой, чтобы обеспечивать достаточно высокий к. п. д. при различных режимах работы.

При изменении скоростей потока у входа в каналы ротора и выхода из него изменяются стороны треугольников скоростей. В зависимости от конструкции турбины все стороны треугольника скоростей, т. е. векторов абсолютных, относительных и окружных скоростей могут изменяться либо пропорционально, либо непропорционально. В последнем случае нет подобия между геометрическими и динамическими треугольниками

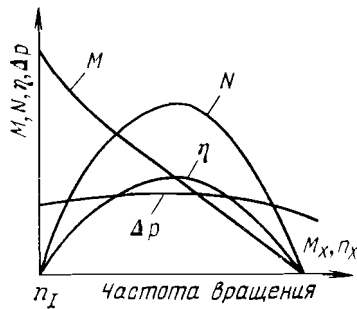


Рис. XII.8. Характеристика турбины турбобура при постоянном расходе жидкости

скоростей. Турбина будет работать в режиме с низким к. п. д. вследствие ударного течения вихревого потока жидкости. Наиболее благоприятен безударный режим без интенсивного вихреобразования на лопатках.

При замедлении вращения происходит вихреобразование с тыльной стороны профиля (зона S на рис. XII.7), а при увеличении скорости u вихреобразование происходит на лицевой стороне лопатки (зона S'). Наиболее благоприятные условия для уменьшения гидравлических потерь обеспечиваются при плавном и безотрывном обтекании лопатки потоком с обеих сторон.

Характеристика турбин при постоянном расходе жидкости показана на рис. XII.8 кривыми зависимости момента M , перепада давления Δp , мощности N и к. п. д. η от частоты вращения n при постоянном значении расхода жидкости Q с определенными свойствами (плотность ρ и вязкость μ). Для построения кривых используются формулы (XII.4) — (II.6). По этим формулам могут быть определены характеристики каждой ступени, а характеристики всего турбобура пропорциональны числу ступеней k .

Гидравлический к. п. д. пропорционален мощности

$$\eta = Nk/Q\Delta p. \quad (\text{XII.9})$$

Режим работы турбобура при максимальном к. п. д. η_{\max} называется оптимальным. Наиболее устойчивая и эффективная работа турбобура при экстремальном режиме, т. е. наибольшей мощности. В многоступенчатых турбинах экстремальный и оптимальный режимы почти совпадают. Гидравлический к. п. д. турбины определяется потерей мощности при прохождении жидкости в каналах турбины. Эти потери зависят от шероховатости поверхности лопаток, их формы, утечек в зазорах между дисками турбины.

Характеристики турбин различных конструкций неодинаковы, поэтому существует много модификаций и конструкций турбобуров. Для снижения частоты вращения и перепада давления

при режиме холостого хода в турбобурах с высокоциркулятивными турбинами устанавливаются клапанные устройства для отвода части потока от турбины и сохранения заданного перепада давления. Для регулирования экстремальной частоты вращения используются решетки гидроторможения и др.

§ 4. НАГРУЗКА НА ОСЕВУЮ ОПОРУ ТУРБОБУРА

Осевая нагрузка по опору турбобура создается силой T от перепада давления в ступенях ротора, весом ротора в жидкости G и реакцией забоя R .

В шпинделе турбобура все осевые силы суммируются

$$P = T + G - R. \quad (\text{XII.10})$$

В зависимости от соотношения сил эта нагрузка может действовать вниз, вверх или опора может быть разгружена (плавающая).

Если турбобур состоит из нескольких секций, то в формулу (XII.10) входят только те силы, которые действуют на главную осевую опору (нижняя секция или шпиндель). При независимой подвеске роторов верхних секций их веса и действующие на них силы воспринимаются собственными осевыми опорами.

Рассмотрим способ определения гидравлической силы, действующей на опору многоступенчатого турбобура Т12МЗБ. Обозначим перепады давления: Δp_{τ} — в турбине; $\Delta p_{д}$ — в долоте; $\Delta p_{п}$ — в пяте; F_1, F_2, F_3 — площади кругов диаметром d_1, d_2 и d_3 соответственно.

В симметричных турбинах при всех режимах общий перепад давления распределяется поровну между ротором и статором. В этих условиях гидравлическая сила

$$T = \Delta p_{п} F_1 + \frac{1}{2} \Delta p_{\tau} (F_2 - F_1) + \Delta p_{д} F_3. \quad (\text{XII.11})$$

Перепад давления Δp_{τ} в турбине определяется по ее характеристике, а перепады давления в долоте и осевой опоре выбирают из таблиц или рассчитывают по формуле

$$\Delta p = a \rho Q^2,$$

где a — коэффициент гидравлических сопротивлений, зависящий от размеров и формы проточных каналов долота и пяты.

Пример XII.1. Определить крутящий момент и мощность турбобура ЗТСШ1-195ТЛ. Дано: частота вращения $n=350$ об/мин; средний расчетный диаметр ротора $D_{ср}=0,13$ м; площадь проточных каналов ступени $F=0,00625$ м²; расход жидкости $Q=0,03$ м³/с; углы на выходе из статора $\alpha_1=30^\circ$, на входе $\alpha_2=60^\circ$; плотность раствора $\rho=1200$ кг/м³; $k=100$ число ступеней в секции турбобура; $\eta=0,5$ — к. п. д.

Решение.

Находим осевую скорость потока по формуле (XII.1)

$$c_z = Q/F = 0,03/0,00625 = 4,8 \text{ м/с},$$

Определяем величину проекций скоростей потока по формуле (XII.3): на выходе из статора

$$c_{1u} = c_z/\operatorname{tg} \alpha_1 = 4,8/0,577 = 8,3 \text{ м/с};$$

на выходе из ротора

$$c_{2u} = c_z/\operatorname{tg} \alpha_2 = 4,8/1,73 = 2,77 \text{ м/с}.$$

Момент, развиваемый одной ступенью турбины, из выражения (XII.4)

$$M_c = \rho Q(c_{1u} - c_{2u})r_{cp} = 1200 \cdot 0,03(8,3 - 2,77)0,065 = \\ = 12,7 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ или } 0,0127 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Угловая скорость вала турбобура

$$\omega = \pi n/30 = 3,14 \cdot 350/30 = 36/6 \text{ рад/с}.$$

Мощность ступени турбобура

$$N_c = M_c \omega = 0,0127 \cdot 36 \cdot 0,5 = 0,232 \text{ кВт}.$$

Мощность секции турбобура

$$N_T = k N_c = 100 \cdot 0,232 = 23,2 \text{ кВт}.$$

Пример XII.2. Определить коэффициент расхода ступени и коэффициент циркулятивности ступени турбобура ЗТСШ1-195ТЛ. Данные из примера XII.1.

Решение.

Находим окружную скорость на среднем диаметре

$$u = \pi D_{cp} n/60 = 3,14 \cdot 0,13 \cdot 350/60 = 2,38 \text{ м/с}.$$

Коэффициент расхода ступени определяем по формуле (XII.8)

$$\bar{c}_z = c_z/u = 4,8/2,38 = 2,02.$$

Коэффициент циркулятивности турбины из выражения (XII.7)

$$\bar{c}_u = (c_{1u} - c_{2u})/u = (8,3 - 2,77)/2,38 = 2,32.$$

В высокоциркулятивных турбинах коэффициент циркулятивности $c_u > 1$.

Регулирование турбинной секции

Вращающиеся и неподвижные детали турбинной секции крепят фрикционным способом, причем необходимое усилие сжатия, обеспечивающее сопротивление проворачивания на валу и в корпусе, достигается свинчиванием конусных резьбовых соединений с соответствующим натягом и установкой регулировочных колец, необходимой длины. Детали на валу крепятся навинчиванием полумуфты и созданием натяга между внутренним торцом полумуфты и торцом резьбы вала. Аналогично необходимое монтажное усилие сжатия деталей корпуса создается при свинчивании переводника и корпуса и подбором длины регулировочного кольца.

Таким образом, при монтаже турбин создаются осевые деформации как внутренних вращающихся, так и наружных неподвижных деталей турбины и радиальных подшипников секции. Если деформация вращающихся деталей отличается от деформации неподвижных, то изменяется расстояние между входными кромками крайних ступеней ротора и оно не будет равно расстоянию между соответствующими входными кромками ступеней статора. Это приводит к уменьшению длины свободного осевого хода вала турбинной секции. При монтаже должно быть обеспечено равенство деформаций сжатия вращающихся и невращающихся деталей, что обеспечивает максимальный люфт собранного вала турбины. На практике это достигается регламентацией величин натягов конических резьб. Натяг полумуфты определяется как сумма деформаций — сжатие деталей, монтируемых на валу, растяжение вала:

для ротора

$$\Delta p = \lambda_p + \lambda_b;$$

для корпуса

$$\Delta c = \lambda_c + \lambda_k,$$

где Δp и Δc — натяги конусной резьбы соответственно полумуфты и вала, соединительного переводника и корпуса при монтаже; λ_p и λ_c — деформация деталей ротора и статора; λ_b и λ_k — деформация деталей вала и корпуса.

Крепление деталей турбины рассмотренным способом обеспечивает также герметизацию стыка между торцами деталей.

Регулирование шпindelной секции

При сборке шпindelной секции унифицированного турбобура детали подшипников на роторе крепятся навинчиванием полумуфты на вал, при котором ее торец нажимает на торцы деталей, смонтированных на валу. Полумуфта и вал имеют конусную резьбу и величина натяга определяется по внутреннему торцу этой резьбы, а натяг — расстоянием между наружными торцами после свинчивания до упора.

Регулирование шпindelной секции заключается в обеспечении нормальных деформаций многорядного подшипника, а также стыковки шпинделя с турбинной секцией. Эти требования относятся к монтажу как шариковой, так и резинометаллической осевой опоре, хотя для последней они не являются столь строгими.

Контроль правильности монтажа унифицированного шпинделя состоит в определении натягов конических резьб; для полумуфты — по внутреннему торцу, контактирующему с валом, для переводника — по наружному торцу, контактирующему с корпу-

сом. Эти натяги рассчитывают и они должны быть увязаны с деформациями и усилиями монтажа наружных и внутренних деталей подшипника. При креплении внутренних деталей

$$\Delta_v = \lambda_{вш} + \lambda_{вп} + \lambda_{вр},$$

где Δ_v — натяг резьбового соединения полумуфты; $\lambda_{вш}$, $\lambda_{вп}$ и $\lambda_{вр}$ — деформации соответственно вала шпинделя, внутренних втулок и радиальных подшипников.

При креплении наружных деталей

$$\Delta_n = \lambda_{кш} + \lambda_{нп} + \lambda_{нр},$$

где Δ_n — натяг по конусной резьбе переводника; $\lambda_{кш}$ — деформация растяжения корпуса при монтаже; $\lambda_{нп}$ и $\lambda_{нр}$ — деформация сжатия деталей соответственно упорных и радиальных подшипников.

Абсолютные значения минимальных натягов для элементов унифицированных шпиндельных секций приведены ниже.

При их определении приняты следующие величины коэффициентов: запаса $m=1,7$ и трения $f=0,05$. Эти натяги даны для условий бурения с высокими динамическими нагрузками. Для других условий они должны корректироваться.

Контрольные значения натягов и усилий при монтаже шпиндельных секций

Типоразмер турбобура	ЗТСШ1-240	А9Ш	ЗТСШ12-195	А7Ш	А6Ш
Минимальный натяг, мм:					
конусной полумуфты Δ_v	1,20	1,20	2,00	1,80	0,80
переводника Δ_n	0,93	0,93	1,65	1,50	1,00
Рекомендуемый натяг, мм:					
конусной полумуфты Δ_v	2,00	2,00	4,00	3,60	2,00
переводника Δ_n	1,60	1,60	3,30	3,30	2,40
Усилие сжатия при монтаже P_v , кН	1650	1650	1000	1000	700

§ 5. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБОБУРОВ

Для эффективного использования турбобура его диаметр и тип следует выбирать в зависимости от конкретных условий бурения. Наружный диаметр турбобура должен быть на 25—30 мм меньше диаметра долота. Требования к характеристике турбобура и числу его секций определяются условиями обеспечения необходимого режима работы долота.

Эффективность бурения во многих случаях зависит от соотношения величины гидравлической мощности, подводимой к долоту и турбобуру. Количество прокачиваемой жидкости определяется типом и размером долота, а не характеристикой турбобура, который является средством для привода долота во вра-

щение. Опора турбобура должна допускать любую осевую нагрузку, которая требуется для работы долота.

Полезная мощность насосной установки

$$N_{нп} = N_d + N_{бк} + N_t + N_{зп}, \quad (XII.12)$$

где N_d — мощность, подводимая к долоту (50—60% полезной мощности насосов); $N_{бк}$ — мощность, затрачиваемая на прокачку жидкости через бурильную колонну; N_t — мощность, затрачиваемая на вращение вала турбобура; $N_{зп}$ — мощность, затрачиваемая на прокачку жидкости в затрубном пространстве и на подъем выбуренной породы (5—10% полезной мощности).

Таким образом, $N_{бк}$ и N_t должны составлять 30—45%.

Гидравлическая мощность, расходуемая в турбобуре,

$$N_t = (0,5 \div 0,6) N_{нп} - N_{бк}. \quad (XII.13)$$

Потери мощности в бурильной колонне и других элементах циркуляционной системы вычисляются по формулам (VII.3), (VII.4) и (VII.7).

При постоянном давлении на выходе насосов $p_n = \text{const}$ наибольшая мощность будет подведена к долоту, когда перепад давления на турбобуре

$$\Delta p_t = 1/3 (p_n - \Delta p_{бк} - \Delta p_{зп}), \quad (XII.14)$$

где $\Delta p_{бк}$ — потери давления в бурильной колонне и манифольде; $\Delta p_{зп}$ — потери давления в затрубном пространстве.

Мощность на валу турбобура

$$N_t = \Delta p_t Q \eta. \quad (XII.15)$$

Здесь η — общий к. п. д. турбобура; Q — расход жидкости.

Для выбора турбобура и определения необходимых параметров и режима работы буровых насосов делают расчеты или определяют их параметры по номограммам, чтобы обеспечить оптимальные параметры прокачивания раствора через долото с учетом необходимых мощности и давления на турбобуре и количества раствора в остальных элементах циркуляционной системы.

Надо иметь в виду, что высокая эффективность использования турбобура обеспечивается его надежностью, что закладывается в процессе его конструирования, обеспечивается качественным изготовлением и техническим обслуживанием.

При транспортировке турбобура на буровую должна быть обеспечена его сохранность. Во избежание засорения турбины и повреждения резьб турбобур необходимо транспортировать с предохранительными пробками и колпаками. Транспортировка турбобуров волоком и сбрасывание их при разгрузке недопустимы.

Перед соединением секций турбобура на буровой их проверяют. Элементы турбобура с видимыми дефектами и повреждениями к сборке не допускаются.

Поступивший из турбинного цеха турбобур допускается к эксплуатации при следующих условиях:

осевой люфт 2 мм для турбобуров с резинометаллической осевой опорой и не более 0,4 мм с шаровой осевой опорой;

величина подъема вала в верхних секциях находится в соответствии с указанной в инструкции;

перепад давления в турбобуре соответствует паспортному; все резьбовые соединения герметичны при прокачке раствора, расход которого соответствует паспортному.

Перед спуском в скважину вал турбобура проверяют на легкость вращения, проворота его ключом при моменте не более 200 Н·м. Целесообразно перед спуском турбобур опробовать над столом ротора. Запускаться он должен при давлении 1—1,5 МПа. Перепад давления необходимо фиксировать в его паспорте и буровом журнале. При опробовании турбобур должен работать без рывков и плавно останавливаться при прекращении подачи раствора.

В процессе работы необходимо следить за изменением люфта вала. В процессе бурения турбобур может остановиться вследствие перегрузки, снижения подачи насосов или неисправности. В первых двух случаях необходимо попытаться турбобур запустить, разгрузив опору, приподняв его над забоем, и довести подачу до установленной паспортном. Если запустить не удалось, турбобур поднимают на поверхность и устраняют неисправность или направляют на ремонт.

Отработанный турбобур укладывают на мостки и на корпусе делают пометку «на ремонт». К нему прикладывают заполненный паспорт, в котором указывают номер буровой, даты начала и конца его работы, время работы в часах, интервал бурения, параметры бурового раствора и причины отказа.

§ 6. ВИНТОВЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

Принцип действия и устройство

Винтовой двигатель представляет собой забойный агрегат (рис. XII.9) с гидравлическим объемным двигателем, приводимый в действие потоком бурового раствора, который закачивается в бурильную колонну с поверхности насосами.

Винтовой двигатель состоит из статора и эксцентрично расположенного винтового ротора, представляющего собой как бы зубчатую пару с внутренним зацеплением с винтовыми зубьями. Число зубьев статора на один больше зубьев ротора, что позволяет ему совершать планетарное движение, как бы обкатываясь

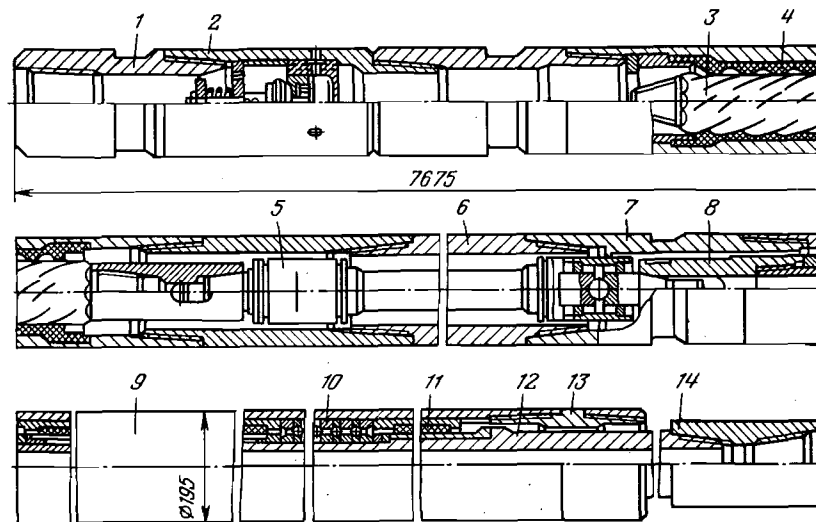


Рис. XII.9. Винтовой забойный двигатель Д1-195:

1, 6, 7 — верхний, средний и нижний переводники; 2 — переливной клапан; 3 — ротор; 4 — статор; 5 — двухшарнирное соединение; 6 — соединительная муфта; 7 — корпус шпинделя; 8 — многорядная упорная шаровая опора; 9 — радиальный подшипник; 10 — вал шпинделя; 11 — ниппель; 12 — наддолотный переводник

по зубьям статора: ось ротора при этом движется по окружности диаметра, равным двойному эксцентриситету e . Для соединения ротора с валом шпинделя, соосно расположенного с корпусом, служит шаровая двухшарнирная муфта, компенсирующая эксцентриситет.

Шпиндель винтового двигателя сходен по конструкции со шпинделем турбобура. Он укреплен на радиальных резинометаллических подшипниках и снабжен шаровой пятой для восприятия осевой нагрузки. Вал шпинделя — пустотелый, в верхней части снабжен каналами для прохода жидкости к долоту, присоединяемому через переводник к нижней части вала двигателя. Корпус последнего через переводник прикрепляется к нижней части бурильной колонны.

По принципу действия винтовые двигатели относятся к объемным роторным машинам. Основными элементами рабочих органов таких машин являются:

статор — корпус с полостями, примыкающими по концам и камерам высокого и низкого давления;

ведущий ротор — винт, вращающий момент которого передается валу шпинделя;

Винтовые поверхности статора и ротора делят рабочий объем двигателя на ряд полостей. Полости, связанные с областями высокого и низкого давления, называются камерами, а замк-

нутые полости — шлюзами. В поперечном сечении имеются камеры, разделенные между собой контактной линией. Каждая камера по мере вращения периодически связывается с полостями высокого и низкого давления и в каждый заданный момент времени становится шлюзом. Теоретически на длине одного шага происходит разобщение полостей, находящихся выше и ниже рабочих органов.

Поверхности винтовых зубьев ротора и статора, взаимно пересекаясь, отсекают область высокого давления жидкости от области низкого давления и препятствуют ее свободному перетoku. Под действием перепада давления жидкости на ведущем винте образуется вращающий момент, передаваемый на вал шпинделя. Чем больше перепад давления на двигателе, тем больше вращающий момент. По принципу действия винтовой двигатель можно сравнить с поршневым гидравлическим двигателем, снабженным поршнем, который перемещается вдоль оси ротора по винтовой линии. Роль поршня выполняют отсекающие поверхности поверхности винтового ротора.

Винтовые двигатели и насосы имеют ряд преимуществ, что позволило использовать их как гидравлические забойные двигатели:

- отсутствие клапанных и золотниковых распределителей потока жидкости;
- отсутствие относительного перемещения трущихся деталей пары ротор — статор;
- непрерывное изменение положения линии контакта рабочих органов при вращении ротора позволяет потоку бурового раствора удалять абразивные частицы из камер и шлюзов.

Условия создания шлюзов в паре ротор — статор объемных винтовых двигателей следующие:

число зубьев или заходов статора z_1 должно быть на единицу больше зубьев ротора z_2 ;

отношение шага зубьев статора T к шагу зубьев ротора должно быть пропорционально отношению их числа, т. е.

$$T/t = z_1/z_2. \quad (\text{XII.16})$$

Отношение чисел зубьев статора и ротора называется передаточным числом

$$u = z_1/z_2. \quad (\text{XII.17})$$

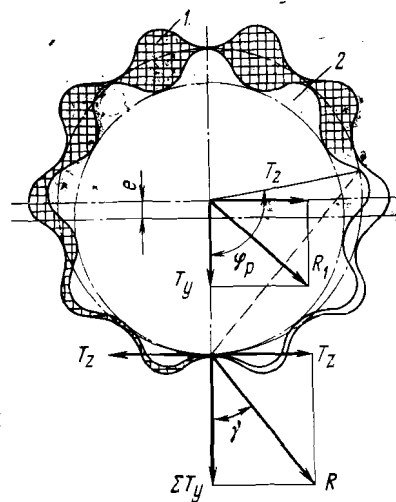
Теоретически винтовой двигатель может иметь любое передаточное число.

Основные параметры винтовых двигателей

Винтовые двигатели имеют разные передаточные числа, зависящие от соотношения числа зубьев ротора и статора. Двигатели, имеющие $u=1:2$, развивают максимальные частоты

Рис. XII.10. Поперечный разрез винтового двигателя Д2-172М:

1 — статор; 2 — ротор; заштрихованные полости заполнены жидкостью высокого давления, незаштрихованные — жидкостью низкого давления



вращения и минимальные вращающие моменты. Их применяют, когда требуется высокая частота вращения.

По мере увеличения числа заходов ротора (т. е. передаточного отношения) уменьшается частота вращения и увеличивается вращающий момент. Это объясняется тем, что многозаходный роторный механизм, каким является винтовой двигатель, в отличие от других механизмов представляет собой соединение гидравлического двигателя и понижающего планетарного редуктора, причем передаточное число редуктора пропорционально заходности ротора.

Многозаходные рабочие органы имеют большую протяженность контактных линий по сравнению с рабочими органами, имеющими отношение $u=1:2$. Это предопределяет снижение механического и общего к.п.д. винтовых двигателей с многозаходными рабочими органами. В то же время двигатели с многозаходными рабочими органами обладают большей нагрузочной способностью и более жесткой характеристикой, что обусловило выбор для забойного винтобура Д2-172М передаточного числа $u=9:10$.

Вращающий момент — основная характеристика винтового двигателя. При анализе его рабочего процесса рассматривается действие перепада давления жидкости в камерах пары ротор — статор, так как на этой длине происходит разобщение камер с полостями высокого и низкого давления, расположенных выше и ниже рабочих органов. В каждом поперечном сечении на длине шага ротора возникает неуравновешенная гидравлическая сила R_1 , действующая на центр вращения ротора (рис. XII.10).

В двигателях с многозаходным ротором площадка, на которую действует гидравлическая сила, непостоянна по длине шага. Если провести второе сечение на некотором расстоянии от рассматриваемого, то возникает гидравлическая сила на единице длины рабочего органа. Вращающий момент (в Н·м) на длине шага ротора

$$M_t = pDte z_1/2, \quad (\text{XII.18})$$

где p — перепад давления, Па; D — расчетный диаметр ротора, м; t — шаг зубьев ротора, м; e — эксцентриситет, м; z_1 — число зубьев статора.

Поперечная удельная сила (в Н/м) на длине половины шага ротора

$$T_y = pDt/2. \quad (\text{XII.19})$$

Вращающий момент винтовых двигателей

$$M = M_0 p D t e, \quad (\text{XII.20})$$

где M_0 — удельный момент винтового двигателя

$$M_0 = \frac{z_2 - 1}{2} + \frac{2}{\pi c_e} \quad (\text{XII.21})$$

(c_e — безразмерный параметр, являющийся отношением эксцентриситета e к радиусу зуба зацепления r).

Удельный момент зависит от числа заходов ротора и безразмерного параметра c_e . По физическому смыслу он представляет собой момент винтового механизма с единичными размерами (D , e и t) и единичным перепадом давления. Удельный момент минимален для однозаходных механизмов и возрастает с увеличением числа заходов.

Частота вращения вала винтовых двигателей объемного действия

$$n = Q/V_0, \quad (\text{XII.22})$$

где Q — расход жидкости, подаваемой в двигатель, м³/с; V_0 — объем камеры рабочего органа двигателя, м³

$$V_0 = F_{\text{ш}} T z_2. \quad (\text{XII.23})$$

Здесь $F_{\text{ш}}$ — площадь поперечного сечения шлюза, м²; T — шаг винтовой поверхности статора, м; z_2 — число зубьев ротора.

В винтовых двигателях с гипоциклоидальным центроидным зацеплением площадь сечения шлюза

$$F_{\text{ш}} = 2\pi e^2 (z_2 - 1) + 8er. \quad (\text{XII.24})$$

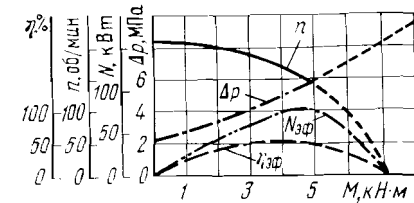
Кроме того, поскольку передаточное число определяет скорости переносного $\omega_{\text{пер}}$ и относительного $\omega_{\text{от}}$ движений, можно записать

$$\omega_{\text{пер}}/\omega_{\text{от}} = z_2. \quad (\text{XII.25})$$

После подстановок и соответствующих преобразований получим выражение для расчета частоты вращения выходного вала винтового двигателя:

$$n = n_0 Q / e^2 T, \quad (\text{XII.26})$$

Рис. XII.11. Рабочая характеристика винтового двигателя Д2-172М при постоянном расходе раствора



где n_0 — удельная частота вращения выходного вала — безразмерный параметр, определяемый заходностью рабочего органа двигателя и коэффициентом c_e

$$n_0 = 1 / \left[2\pi (z_2 - 1) + \frac{8}{c_e} \right] z_2. \quad (\text{XII.27})$$

По физическому смыслу величина n_0 представляет собой частоту вращения винтового механизма с единичными геометрическими размерами и единичным расходом жидкости. Винтовые двигатели с однозаходным ротором являются высокоскоростными, поэтому более рациональны многозаходные винтовые механизмы. В частности, для получения частоты вращения выходного вала двигателя в пределах 100—200 об/мин число заходов ротора должно быть не менее восьми. В двигателях Д1-195 и Д2-172м выбрано число заходов ротора, равное девяти.

Характеристика забойного винтового двигателя

Энергетические параметры винтового гидравлического двигателя определяются его передаточным числом, перепадом давления и расходом рабочей жидкости. При постоянном расходе Q двигатель характеризуется изменением вращающего момента M от перепада давления Δp , частоты вращения n вала шпинделя, мощности N и к. п. д.

На рис. XII.11 приведена рабочая характеристика винтового забойного двигателя Д2-172м.

Наибольшая частота вращения соответствует режиму холостого хода, а максимальный вращающий момент — режиму торможения при $n=0$. Двигатель запускается при перепаде давления $\Delta p = 1 \div 2$ МПа. Это давление расходуется на механические и гидравлические потери. При увеличении момента торможения перепад давления возрастает, одновременно повышаются мощность и к. п. д.

Режим максимальной мощности называется эффективным, а наивысшего к. п. д. — оптимальным. Обычно в этих двигателях они не совпадают. Зона устойчивой работы двигателя находится между этими режимами. В рабочем режиме гидромеханический к. п. д. составляет 0,4—0,5, объемный — 0,8—0,9, а общий дости-

гает 0,5—0,55. При достижении предельного момента торможения вал двигателя останавливается, а величина давления определяется герметичностью пары ротор — статор. При нарушении герметичности раствор протекает через двигатель.

В рабочей области от режима холостого хода до оптимального частота вращения n прямо пропорциональна расходу Q , поэтому при изменении расхода Q_1 на Q_2 частота вращения

$$n_2 = n_1 Q_2 / Q_1. \quad (\text{XII.28})$$

С увеличением расхода раствора диапазон устойчивой работы двигателя расширяется. В винтовых двигателях частота вращения существенно зависит от величины вращающего момента. В этих двигателях по мере их износа характеристики ухудшаются. Это объясняется повышением утечек жидкости через зазоры по мере их увеличения при износе. Износ ротора и статора по выступам и профилю зубьев приводит к нарушению герметичности рабочей пары, увеличению объемных потерь и снижению нагрузочной характеристики. Износ рабочей пары определяет межремонтный срок службы двигателя, составляющий 50—200 ч в зависимости от качества двигателя и свойств бурового раствора.

Техническая характеристика винтовых двигателей

Типоразмер . . .	Д1-195	Д2-172М	Д-127	Д-85	Д1-54
Частота вращения, об/мин . . .	100—130	115—220	200—250	225—290	180—480
Вращающий момент, кН·м	5,0—6,1	2,9—4,1	1,0—1,2	0,27—0,34	0,06—1,08
Мощность, кВт	50—80	33—92	20—30	6—10	1,3—3,1
Расход жидкости, м ³ /с . . .	30—40	23—36	12—15	5,7	1,0—2,5
Перепад давления, МПа . . .	5—6	4,5—6	3,5—4,5	2,7—3,0	3,8—4,2
Наружный диаметр, мм . . .	195	172	127	88	5,4
Длина, м . . .	6,23	6,90	4,40	3,19	2,0
Масса, кг . . .	1090	880	305	105	25

Пример XII.5. Определить передаточное число винтового двигателя Д2-172М и частоту его вращения при расходе бурового раствора $Q = 0,025$ м³/с. Дано: число зубьев статора $z_1 = 10$ и ротора $z_2 = 9$; рабочий объем винтового двигателя $V_0 = 0,01$ м³.

Решение.

Передаточное число определяем по формуле (XII.17)

$$u = z_1 / z_2 = 10 / 9 = 1,1.$$

Частота вращения из выражения (XII.22)

$$n = Q \cdot 60 / V_0 = 0,025 \cdot 60 / 0,01 = 150 \text{ об/мин.}$$

Пример XII.6. На сколько уменьшится крутящий момент винтового двигателя Д2-172М, если при перепаде давления $p_1 = 6$ МПа он развивает момент $M_1 = 5$ кН·м, а фактический перепад давления $p_2 = 5$ МПа.

Решение.

Из формулы (XII.20)

$$M = M_0 p D t e.$$

Геометрические характеристики двигателя M_0 , D , t , e не изменяются при изменении перепада давления, поэтому

$$M_2 = M_1 p_2 / p_1 = 5 \cdot 5 / 6 = 4,17 \text{ кН·м,}$$

т. е. вращающий момент уменьшится на 0,83 кН·м.

§ 7. ЭЛЕКТРОБУРЫ

Назначение и схема

Электробур служит для привода во вращение долота. Он представляет собой забойный агрегат с электрическим двигателем трехфазного переменного тока. Электроэнергия к нему передается с поверхности по кабелю, расположенному внутри колонны бурильных труб. Оборудование на установке при бурении электробуром применяется в основном такое же, как и при бурении роторным или турбинным способом. Электробурами бурят скважины глубиной до 5000 м.

Несколько отличной является схема электроснабжения электробуровой установки. Силовой трансформатор мощностью 630 кВ·А с номинальным током 155 А имеет две вторичных обмотки. Одна из них служит для питания электробура и имеет 25 ступеней регулирования напряжения в пределах 1100—2300 В. Другая вторичная обмотка напряжением 525 В предназначена для питания электродвигателей привода лебедки и ротора.

На установке применяется дополнительно комплектное устройство для включения и защиты электробура, измерения электрических параметров и сигнализации о состоянии электробура. Это устройство состоит из станции управления, навесных шкафов, вольтметра и трех амперметров, блока измерения сопротивления изоляции системы токопровод — электробур и кнопки для включения и выключения электробура.

На рис. XII.12, а показана компоновка бурильной колонны с электробуром, состоящая из асинхронного трехфазного электродвигателя 8 переменного тока с короткозамкнутым ротором, редуктора-вставки 9 для снижения частоты вращения, шпинделя 10 для восприятия осевых нагрузок, к которому присоединяется долото 11. Двигатель электробура соединен с устройством для контроля его изоляции (УКИ) 7.

В бурильную колонну также входят УБТ 6 и бурильные трубы 5, обратный клапан 4, ведущая труба 3, внутри которых расположен кабель, подводящий электроэнергию к электробурю. Ток к электровертлюгу 2 поступает от силового трансформатора.

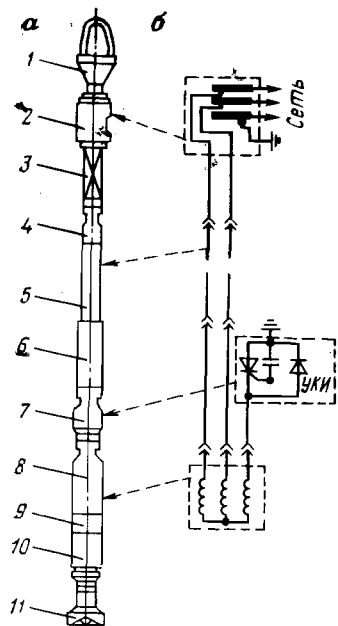


Рис. XII.12. Схема питания электробура по системе два провода — труба

тора. Бурильная колонна соединена с обычным вертлюгом 1, подвешенным на крюке к талевой системе буровой установки.

На рис. XII.12, б показана схема подвода тока к электробуру по системе два провода — труба (ДПТ), третий провод электродвигателя соединен через УКИ с колонной труб.

Давление на долото для разрушения породы так же, как и при роторном бурении, создается нижней частью бурильной колонны, которая воспринимает реактивный момент. Разбуренная порода выносятся на поверхность буровым раствором по кольцевому пространству между стенками скважины и бурильной колонной. Буровой раствор,

нагнетаемый насосами через вертлюг внутрь колонны бурильных труб с кабелем, подводится к электродвигателю и по его пустотелому валу через отверстия в валах редукторной вставки и шпинделя поступает к долоту. Двигатель, редуктор и подшипники шпинделя наполнены маслом и имеют систему защиты от проникновения внутрь бурового раствора.

Преимуществами электрического двигателя по сравнению с гидравлическим являются: независимость частоты вращения от нагрузки на долото, момента и других параметров от количества подаваемой жидкости, ее плотности и физических свойств и глубины скважины; постоянство частоты вращения, большая перегрузочная способность электродвигателя; возможность контроля кривизны, отклонения ствола скважины и процесса работы с поверхности земли. К недостаткам электродвигателя относятся необходимость одновременной подачи к забюю двух видов энергии — электрической и гидравлической и сложность конструкции.

Электробур (рис. XII.13) представляет собой цилиндрический значительной длины герметичный маслonaполненный трехфазный асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором 11 из нескольких секций. Корпус статора 4 электродвигателя представляет собой трубу с соединительными резьбами на концах, в которую запрессованы пакеты магнитной стали 8, чередующиеся с пакетами немагнитной стали 9. По-

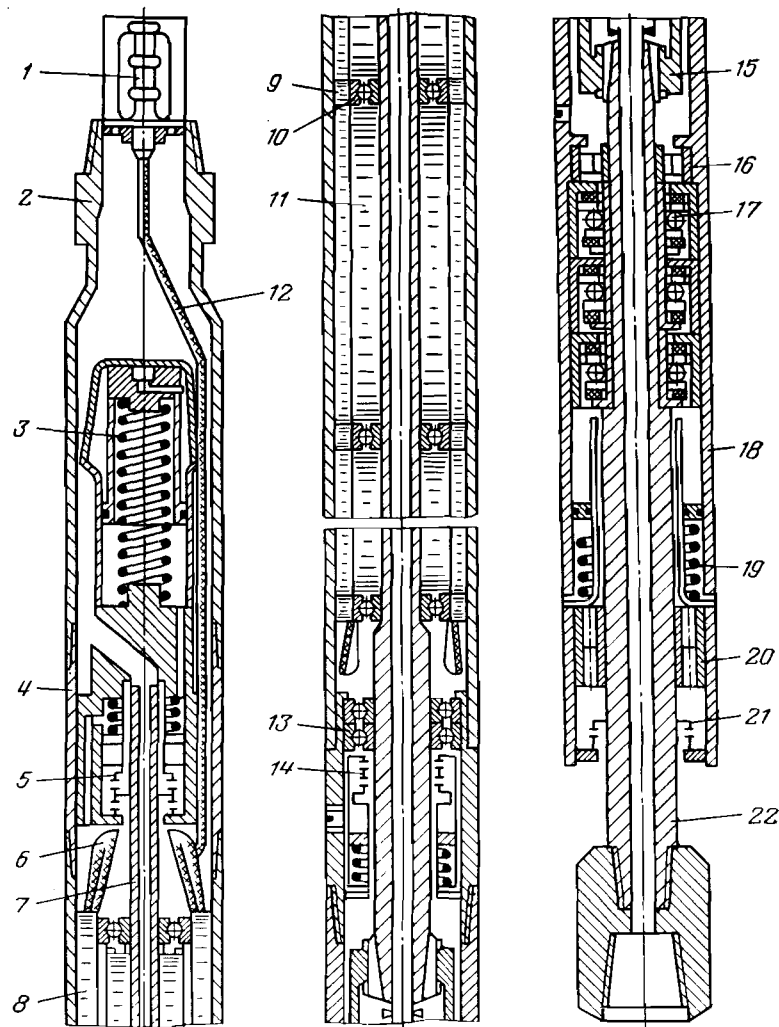


Рис. XII.13. Электробур Э215-8М без редуктора-вставки

следние служат для уменьшения электрических потерь в статоре в местах установки подшипников 10 вала 7 ротора. В пакетах ротора имеются пазы, в которых заложена обмотка 6. Концы ее соединены с кабелем 12, имеющим контактный стержень 1, который расположен в верхнем переводнике 2 электробура.

На пустотелом валу 7 насажены пакеты ротора 11, собранные из шихтованной листовой немагнитной стали с алюминии-

вой обмоткой типа «беличье колесо». Каждый пакет представляет собой небольшой короткозамкнутый ротор. Между пакетами устанавливается радиальный шарикоподшипник 10. Таким образом, двигатель электробура представляет собой как бы несколько (10—12) последовательно соединенных на одном валу короткозамкнутых двигателей.

Осевая нагрузка от веса ротора воспринимается нижним подшипником 13. Герметизация двигателя осуществляется сальниковыми уплотнениями, установленными в нижней 14 и верхней 5 его частях, и уплотнением соединений корпусов. Чтобы устранить проникновение в двигатель через сальник бурового раствора, давление масла внутри двигателя немного выше (на 0,2—0,3 МПа) давления бурового раствора, протекающего через электробур.

Для этого в верхнем корпусе электробура устанавливают лубрикаторы 3, состоящие из диафрагмы, заполненной маслом, на которую давит поршень. Давление на поршень осуществляется пружиной, а на диафрагму — жидкостью. Пружина создает только избыточное давление. Лубрикатор находится в полости, заполненной буровым раствором. Лубрикаторы позволяют иметь запас масла и компенсировать его утечку при эксплуатации, а также регулируют объем масла внутри электродвигателя при изменении температуры, что исключает опасность значительного повышения давления и разрушения сальников.

К нижней части корпуса двигателя присоединяется шпиндельное устройство, в котором на мощных радиальных 16 и 20 и 13 подшипниках смонтирован полый вал шпинделя 22 с присоединенным переводником. Валы двигателя и шпинделя соединены зубчатой муфтой 15. Буровой раствор из вала двигателя по каналу в валу шпинделя 22 поступает на забой. Выходной нижний конец вала шпинделя уплотнен сальником 21.

Шпиндель смонтирован в заполненном маслом цилиндрическом корпусе 18, который на резьбе соединен с корпусом электродвигателя. Нижняя часть шпинделя имеет резьбу для присоединения переводника. Радиальные нагрузки воспринимаются подшипниками 16 и 20, а осевые — многорядной пятой 17, состоящей из упорных подшипников качения.

Внутренняя полость шпинделя заполнена более густым, чем в двигателе, маслом и имеет свой кольцевой лубрикатор 19, расположенный в нижней части шпинделя. Лубрикатор служит для поддержания повышенного давления масла внутри шпинделя и тем самым защищает подшипники шпинделя от попадания в них бурового раствора. Незначительные утечки масла восполняются из лубрикатора.

Для предохранения от проникновения бурового раствора внутрь шпинделя и двигателя, заполненных маслом, все соединения корпусов электробура уплотнены резиновыми кольцами

Рис. XII.14. Планетарный редуктор-вставка

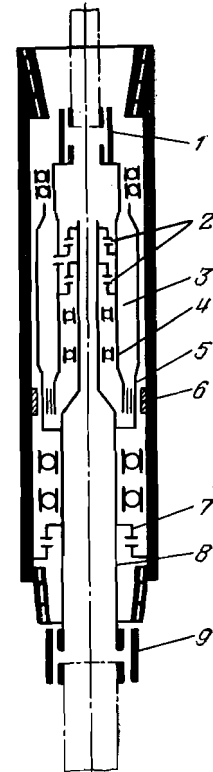
круглого сечения, расположенными в специальных канавках у стыков соединяемых корпусов. Для предупреждения попадания бурового раствора, проходящего через полые валы двигателя и шпинделя, внутрь электробура применяется шарнирное уплотнение, а в нижней части двигателя установлен торцовый сальник, отделяющий масло двигателя от масла шпинделя. Для уменьшения частот вращения вала шпинделя в некоторых конструкциях электробуров между двигателем и шпинделем устанавливают планетарный редуктор-вставку.

Редуктор-вставка (рис. XII.14) представляет собой механизм, размещенный в цилиндрическом корпусе 6, состоящий из планетарного цилиндрического зубчатого редуктора, находящегося в верхней части, масляного лубрикатора 3, размещенного ниже редуктора и служащего для компенсации утечек смазки, сальниковых устройств 2 и 7 в верхней и нижней частях.

Верхняя часть корпуса редуктора имеет муфтовую коническую резьбу для соединения с корпусом электродвигателя, а нижняя часть — ниппельную резьбу, которой присоединяется к шпинделю. Такая конструкция, при необходимости снизить частоту вращения, позволяет применять два последовательно соединенных редуктора-вставки. При свинчивании корпуса редуктора с корпусами двигателя и шпинделя их валы автоматически соединяются с валами редуктора зубчатыми муфтами 1 и 9.

Планетарный редуктор имеет ведущий вал 4, на конце которого находится шестерня, вращающая три сателлитных цилиндрических шестерни. Последние закреплены на игольчатых подшипниках в водиле 5 ведомого вала 8 редуктора. Сателлиты, обкатываясь по солнечному зубчатому колесу с внутренним зацеплением, снижают частоту вращения водила. Валы смонтированы на подшипниках качения. Ведущий вал 4, водило 5 и ведомый вал 8 смонтированы на подшипниках качения в корпусе — трубе.

В нижней части редукторная вставка имеет сальник 7, разделяющий масляные ванны редуктора и шпинделя. Двойные масляные ванны сделаны с целью защиты двигателя от проникновения внутрь его влаги из раствора.



Основная характеристика электробуров

Шифр	Э290-12	Э240-8	Э215-8М	Э185-8	Э170-8М	Э164-8М
Диаметр, мм	290	240	215	185	170	164
Длина, м*	14,02	13,40	13,93	12,5	12,14	12,30
Номинальная мощность, кВт	240	210	175	125	75	75
Частота вращения, об/мин:						
электродвигателя	455	690	680	676	695	685
шпинделя с редуктором-вставкой	145	230	230	240	220	220
Вращающий момент на валу двигателя, кН·м:						
номинальный	5,1	2,97	2,5	1,8	1,1	1,1
максимальный	11	7,6	6,5	3,6	2,4	2,4
Передаточное число редуктора	3,15	3	3	2,92	3,13	3,13
Масса, т*	5,1	3,6	2,9	2,05	1,80	1,65

* Длина и масса указаны без редуктора-вставки. Масса редуктора-вставки 250—300 кг, длина 1,5—2 м.

Система токоподвода

Электрический ток напряжением 1100—1300 В подводится от трансформатора буровой по наружному трехжильному кабелю к токоприемнику, укрепленному ниже вертлюга. Кабель внутри бурильной колонны смонтирован отрезками-секциями, длина которых равна длине применяемых бурильных труб.

На рис. XII.15 показана кабельная двухпроводная секция, состоящая из двухжильного кабеля 3 (целого или отдельных жил Б), двухконтактных стержня 1 и муфты 5, соединенных и привулканизированных к кабелю. Секция снабжена верхней 2 и нижней 4 опорами. На этих опорах кабельная секция крепится внутри бурильных труб.

При свинчивании и развинчивании бурильных труб, чтобы раствор не попадал в контактную муфту, ее размещают в нижней части трубы при спуске в скважину, а ниппель бурильных замков, в котором укреплен контактный стержень, помещают вверх. Поэтому расположение элементов замков при бурении электробурами обратное, принятому в роторном бурении. Электроэнергия к электробурю, находящемуся в скважине, подводится от сети по кабелю через кольцевой токоприемник к секциям кабеля, расположенным внутри колонны труб. Секции кабеля, находящиеся внутри вращающегося ствола токоприемника, снабжены автоматической контактной муфтой.

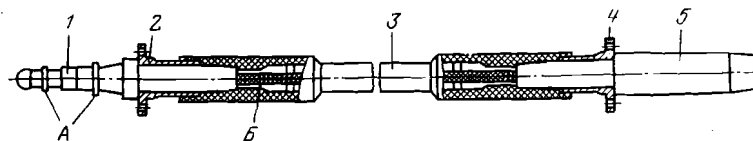


Рис. XII.15. Кабельная секция двухпроводного токоподвода

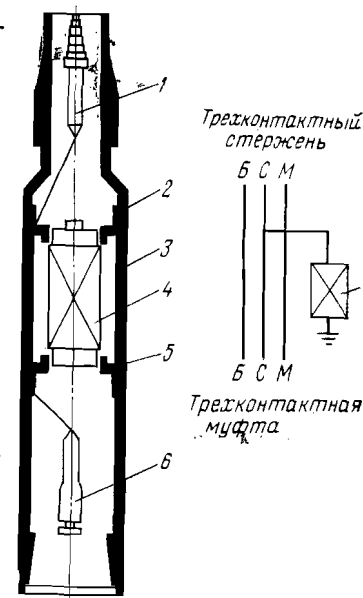


Рис. XII.16. Глубинное измерительное устройство ГИУ:

1, 6 — трехконтактные стержень и муфта кабельного ввода; 2, 5 — верхняя и нижняя опоры; 3 — корпус; 4 — герметичный контейнер с измерительной аппаратурой; Б, С, М — соответственно большое, среднее и малое кольца трехконтактного соединения

В свою очередь нижний конец кабельной секции ведущей трубы также имеет автоматическую контактную муфту, укрепленную на опоре в ее замке. При свинчивании бурильного замка эта муфта автоматически соединяется с контактным стержнем, укрепленным на опоре в ниппеле замка бурильной трубы. Замковая муфта бурильной колонны, свинченная со вторым ее концом, снабжена такой же контактной муфтой, как и нижняя часть ведущей трубы. Такими кабельными секциями с контактными муфтами и стержнями оборудованы все бурильные трубы колонны. Верхняя головка электробура также имеет контактный стержень, соединяющий электробур с токоподводом.

Таким образом, внутри каждого элемента бурильной колонны есть кабельная секция с автоматическим контактным соединением. Так как токоподвод расположен внутри труб, он защищен от повреждений при спусках и подъемах, транспортировке и других операциях с трубами на буровой.

В связи с тем, что кабель размещен внутри бурильных труб, уменьшается сечение для прохода бурового раствора, особенно

В местах крепления кабельных секций в замках. Поэтому при бурении электробурами применяют бурильные трубы с наружу высаженными концами и широкопроходные бурильные замки типа ЗШ, приспособленные для крепления кабеля.

Контактное соединение состоит из муфты *Б* и стержня *1*. Контактная муфта представляет собой резиновое тело с кольцами, к которым присоединены жилы *Б* секции кабеля. Резиновые изоляции кабеля и муфты срачиваются между собой. Контактный стержень *1* также состоит из резины, контактных колец *А* с присоединенными концами токоведущих жил кабельной секции. Резиновое тело муфты при соединении плотно обжимает стержень, в результате чего осуществляется герметизация соединения.

При спуске бурильной колонны в скважину, заполненную жидкостью, уплотнение и контакт токоподводящих колец улучшаются за счет гидростатического давления, действующего на муфту. Поверхность соединения муфты и стержня смазывается при эксплуатации касторовым маслом для улучшения изоляции и предохранения от попадания раствора.

В процессе бурения электробуром вследствие повреждения или попадания влаги может быть нарушена изоляция двигателя или системы токоподвода. Состояние изоляции проверяется ее сопротивлением, для чего существуют специальные приборы — мегомметры. Поэтому при спуске бурильной колонны систематически контролируется изоляция, чтобы избежать холостых рейсов колонны. Состояние изоляции периодически контролируется во время бурения или наращивания.

При двухпроводной системе питания электробура изоляцию можно проверить только отключив третью фазу двигателя от «земли». Отсоединение труб, т. е. «земли» осуществляется при помощи УКИ (см. рис. XII.12, б) или контактора, отключающего автоматически третью фазу от труб при выключении тока. При отключении тока и «земли» коммутирующее устройство автоматически подает сигнал на верх по двухпроводному токоподводу о состоянии изоляции системы.

Электробур — единственный забойный двигатель, который позволяет вести инклинометрические работы в скважине в процессе бурения без подъема бурильной колонны благодаря наличию токопровода, т. е. связи забоя с поверхностью. Для проведения таких работ применяется телеметрическая система, предназначенная для контроля угла наклона скважины, азимута отклонения ее ствола и угла установки отклонителя при бурении скважины электробуром.

Эта система состоит из погружной аппаратуры, размещенной в устройстве глубинного измерения (рис. XII.16) и наземной аппаратуры, размещенной в буровой на пульте для регистрации

и визуального контроля глубинных параметров. Пульт имеет присоединительный фильтр разделения частот силовой сети (50 Гц) и частот, используемых в телеметрической системе.

Эксплуатация электробуров

При транспортировке электробур кладут шпинделем на переднюю опору и корпусом статора на заднюю опору трубовоза. Во избежание разрушения резьбовых соединений электробур укладывают на опорный брус прицепа трубовоза так, чтобы вылет от опорного бруса до конца электробура составлял $\frac{1}{4}$ часть его длины. Продольные и поперечные перемещения во время транспортировки недопустимы.

Электробуры диаметрами 164; 170 и 185 мм разрешается перевозить только в специальной транспортной трубе-футляре. В буровую эти электробуры следует затаскивать также в футляре, спускать в специальный шурф и затем извлекать электробур из футляра. Сбрасывать электробур с трубовоза категорически запрещается. На стеллажах электробур не должен подвергаться ударам.

Бурильные трубы с кабельными секциями, доставляемые на буровую, должны быть осмотрены, проверены крепления их кабельных секций и сопротивление изоляции мегомметром при напряжении не ниже 500 В. Измеренное сопротивление изоляции между фазами и каждой фазой относительно земли должно быть не менее 2000 Ом. Трубы с дефектами в кабельных секциях к бурению не допускаются.

Во избежание механических повреждений контактных стержней, при транспортировке на трубовозе бурильные трубы укладывают ниппелем замка на прицеп. При подтаскивании их к мосткам и затаскивании к ротору на ниппель замка необходимо навернуть защитный колпак. Запрещается использовать ушко защитного колпака для подтаскивания бурильной трубы. Опускать наращиваемую свечу или трубу для свинчивания с колонной надо плавно, обеспечивая соосность контактного стержня и муфты, входящих в соединение.

Контактный стержень и муфту, перед свинчиванием бурильных труб в колонну следует очистить и смазать подогретым касторовым маслом с помощью щеток. Пыль или высохшая грязь с рабочих поверхностей контактных соединений должны быть удалены перед смазкой касторовым маслом. Применять неподогретое, загрязненное и увлажненное касторовое масло запрещается, так как это приводит к электрическому пробоя изоляции между контактными кольцами и выходу из строя контактного соединения.

Перед навинчиванием долота на вал электробура проверяют осевой люфт вала шпинделя. Для этого подвешенный электро-

бур ставят на роторный стол и замеряют смещение вала относительно корпуса шпинделя. Смещение не должно превышать 1,5 мм.

При подготовке электробуров к бурению проверяют степень заполнения их лубрикаторов маслом и сопротивление изоляции обмотки. Контактный стержень смазывают касторовым маслом, а электробур опускают в скважину, после чего свинчивают свечи и спускают колонну. После спуска каждой свечи проверяют сопротивление ее изоляции системой, установленной на посту бурильщика. Если колонна собирается первый раз, необходимо проверить направление вращения вала. Проверку надо проводить над устьем скважины визуально, наблюдая за вращением вала шпинделя. Вращение должно быть по часовой стрелке, если смотреть сверху.

Допускается проверка направления вращения вала электробура, опущенного в устье скважины, по направлению действия реактивного момента. Запрещается проверять направление вращения вала электробура с незакрепленным переводником и долотом над устьем скважины. После наращивания очередной трубы при включении электробура следует также убедиться в правильности направления его вращения. При этом о направлении вращения судят по действию реактивного момента.

При значительной глубине скважины, когда действие реактивного момента на ведущую трубу уже не передается, следует проверять кабельные секции всех бурильных труб, подготовленных к наращиванию на правильность распределения фаз.

По мере роста глубины скважины увеличивается длина токопровода и уменьшается напряжение на вводном стержне электробура. Для поддержания номинального напряжения на двигателе в зависимости от длины кабеля и режимов его работы используют ступени трансформатора на вторичных обмотках, которые периодически переключают. Если на трансформаторе установить такое напряжение, чтобы при номинальной нагрузке двигателя на его зажимах оно было номинальным, то во время холостого вращения напряжение на двигателе будет выше номинального, соответственно будет больше и сила тока.

По мере повышения нагрузки двигателя напряжение на его зажимах снижается, падает реактивная и возрастает активная составляющие тока. При спуске электробура потери напряжения в токопроводе возрастают в соответствии с кратностью пускового тока. В свою очередь кратность пускового тока и, следовательно, пускового момента двигателя определяется напряжением на его зажимах. Фактическая кратность пускового момента будет ниже расчетной. Опыт эксплуатации электробуров подтверждает, что если установить напряжение трансформатора по номинальной нагрузке двигателя, то его пусковой момент обычно достаточен для вращения долота вхолостую.

После окончания работы электробур извлекают на поверхность измеряют сопротивление изоляции, заполняют лубрикаторы смазкой и осматривают его. Затем электробур вновь спускают в скважину. Ремонтируют электробуры в специально оборудованных мастерских.

Контрольные вопросы к гл. XII

1. Типы забойных двигателей, применяемых для вращения долота.
2. Принцип действия и устройство турбобура.
3. Реактивно-турбинные агрегаты и область их применения.
4. Сборка и эксплуатация турбобуров.
5. Принцип действия и устройство винтового двигателя.
6. Основные параметры винтовых гидродвигателей.
7. Принцип действия и схема электробура.
8. Система защиты электробура от проникновения в него бурового раствора.
9. Характеристика электробура.
10. Устройство системы токопровода к электробуру.
11. Эксплуатация, транспортировка и обслуживание забойных двигателей.

ГЛАВА XIII

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ГЕРМЕТИЗАЦИИ УСТЬЯ СКВАЖИНЫ

В настоящее время при бурении не только разведочных, но и эксплуатационных скважин широко применяется оборудование для герметизации устья скважин. Раньше это оборудование использовали в основном для борьбы с выбросами жидкости и газа при проявлениях высоких давлений в скважине. В связи с применением более легких растворов для бурения давление в скважине в процессе бурения регулируют при помощи превенторов. Изменились требования к охране окружающей среды и недр земли.

Для герметизации устья скважины используют три вида превенторов: **плашечные** — глухие или проходные для полного перекрытия отверстия или кольцевого пространства, если в скважине находится колонна труб; **универсальные** — для перекрытия отверстия в скважине, если в ней находится любая часть бурильной колонны: замок, труба, ведущая труба, вращающаяся — для уплотнения устья скважины с вращающейся в ней трубой или ведущей трубой.

Ни плашечные, ни универсальные превенторы не рассчитаны на вращение колонны, если они полностью закрыты.

§ 1. СХЕМЫ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ГЕРМЕТИЗАЦИИ УСТЬЯ СКВАЖИНЫ

Существует большое разнообразие конструкций скважин и условий бурения, поэтому для обеспечения надежности охраны окружающей среды и недр земли схемы оборудования устья скважин стандартизованы. ГОСТ 13862—80 предусматривает четыре типовых схемы оборудования устья скважин с числом плашечных превенторов от одного до четырех при бурении на суше. Схемы оборудования при установке превенторов на дне моря и большой толще воды значительно сложнее.

В зависимости от ожидаемой интенсивности нефтегазопроявлений в скважине рекомендуются следующие схемы монтажа оборудования для герметизации устья скважины:

двухпревенторная с двумя линиями манифольда (рис. XIII.1, а);

трехпревенторная с двумя линиями манифольда (рис. XIII.1, б);

трехпревенторная с тремя линиями манифольда (рис. XIII.1, в);

трехпревенторная с четырьмя линиями манифольда (рис. XIII.1, г).

Обязка превенторов — манифольд — предназначена для управления давлением в скважине при нефтегазопроявлениях путем воздействия на пласт закачкой раствора и создания противодействия на него. Манифольд состоит из линий дросселирования и глушения, которые соединяются со стволовой частью оборудования для герметизации и представляют собой систему трубопроводов и арматуры (задвижки и регулируемые дроссели с ручным или гидравлическим управлением, манометры и др.).

Линия глушения соединяется с буровыми насосами и служит для закачки в скважину утяжеленного раствора по межтрубному пространству. При необходимости линия глушения используется для слива газированного бурового раствора в камеру-дегазатор циркуляционной системы буровой установки.

Линия дросселирования служит для слива бурового раствора и отбора флюидов из скважины с противодействием на пласт, а также для закачки в скважину жидкости с помощью цементировочных агрегатов. В схеме на рис. XIII.1, г, применяемой при бурении скважин с повышенной опасностью нефтегазопроявлений, верхняя линия дросселирования служит резервной.

Манифольды рассчитывают на рабочее давление 21, 35, 70 МПа. В зависимости от конструкций задвижек они бывают двух типов: МП — с клиновыми задвижками и МПП — с прямоточными задвижками. Манифольды типа МП в блочном исполнении шифруются МПВ. В шифре манифольдов цифрами

указывается диаметр их проходного отверстия (в мм) и рабочее давление (в МПа). Например, манифольд диаметром 80 мм (принимаемый в настоящее время для всех манифольдов) на давление 35 МПа шифруется МПВ-80×35.

Манифольды устанавливают на рамах-салазках с телескопическими стойками, позволяющими регулировать высоту их расположения в пределах 0,65—1,25 м в зависимости от положения колонной головки над устьем скважины. Высота расположения головки изменяется после спуска и цементирования каждой обсадной колонны. Высота разъемного желоба устанавливается по расстоянию между фланцевой катушкой и ротором буровой установки.

Как видно из схем на рис. XIII.1, на установках монтируют один или два плашечных превентора. В морских скважинах с устьем на дне моря устанавливают три, а иногда и четыре плашечных превентора, а над ними универсальный превентор. В морских установках монтируют иногда два универсальных превентора. При бурении под давлением над этим превентором располагают вращающийся превентор.

После монтажа линии манифольдов превенторы подвергают гидроиспытаниям под давлением в 1,5 раза превышающим рабочее. Испытания проводят с использованием смазки «Нефтегаз-203» марки В или индустриального масла 12 или 20 по ГОСТ 20799—75 с добавкой 25—30% по объему смазки «Нефтемас-203» марки Б.

§ 2. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ПРЕВЕНТОРОВ

Плашечные превенторы

Превентор, выпускаемый ВЗБТ (рис. XIII.2) состоит из стального литого корпуса 7, к которому на шпильках крепятся крышки 1 четырех гидравлических цилиндров 2. В полости А цилиндра 2 размещен главный поршень 3, укрепленный на штоке 6. Внутри поршня размещен вспомогательный поршень 4, служащий для фиксации плашек 10 в закрытом состоянии отверстия Г ствола скважины. Для закрытия отверстия плашками жидкость, управляющая их работой, поступает в полость А, под действием давления которой поршень перемещается слева направо.

Вспомогательный поршень 4 также перемещается вправо, и в конечном положении он нажимает на кольцо-защелку 5 и фиксирует тем самым плашки 10 в закрытом состоянии, что исключает самопроизвольное их открытие. Чтобы открыть отверстие Г ствола, надо передвинуть плашки влево. Для этого управляющая жидкость должна быть подана под давлением

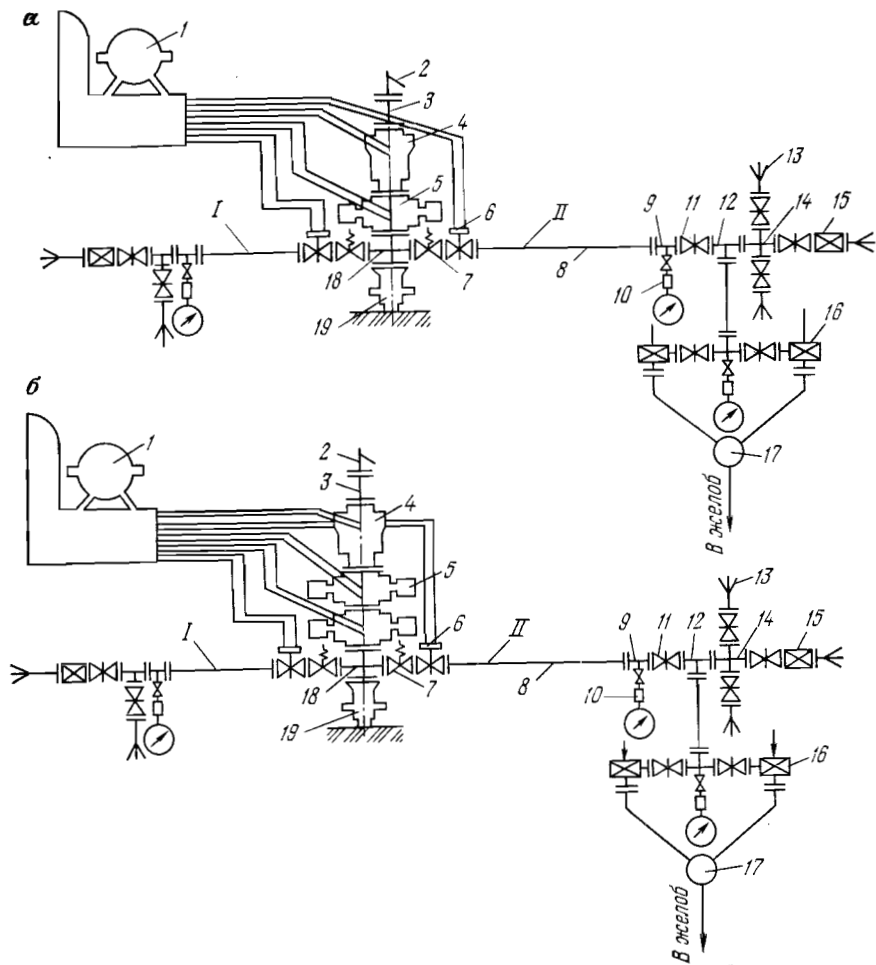
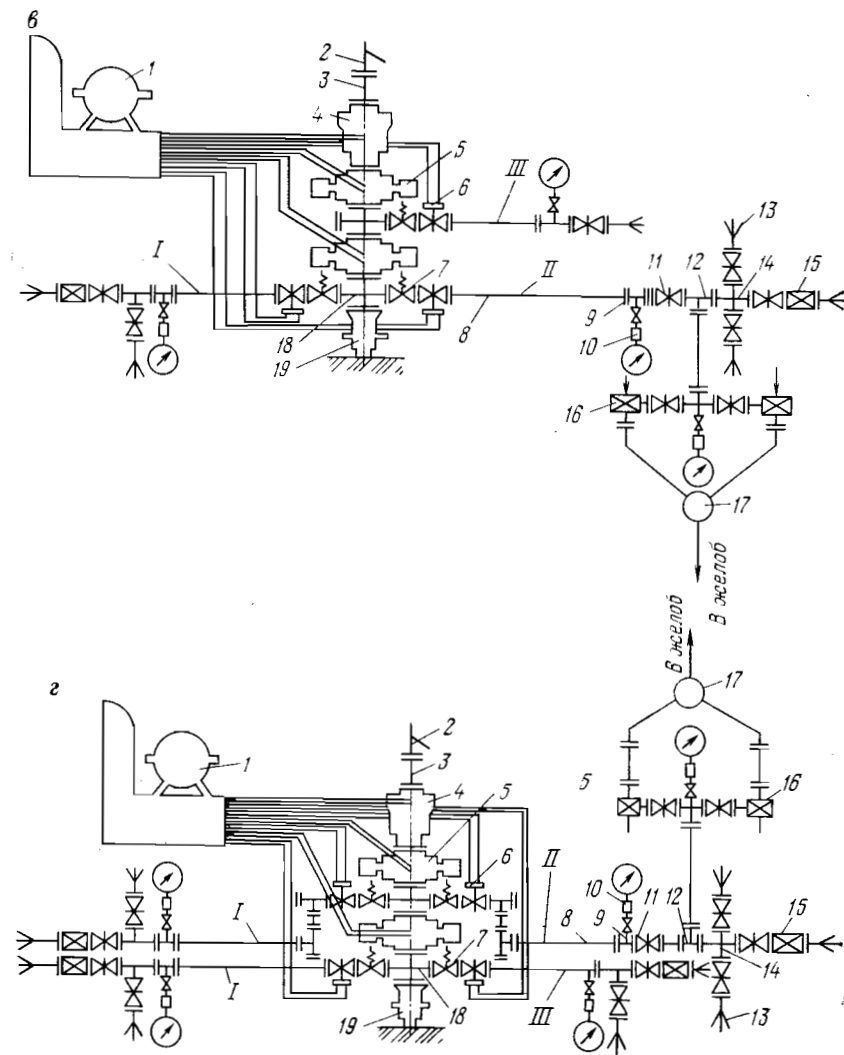


Рис. XIII.1. Схемы оборудования для герметизации устья скважин:
 1 — установка гидравлического управления; 2 — разъемный желоб; 3 — фланцевая катушка; 4 — универсальный превентор; 5 — плащечный превентор; 6 — гидроприводная прямоточная задвижка; 7 — быстродействующий (на открытие) клапан; 8 — напорная труба; 9 — фланец под манометр; 10 — запорное устройство и разделитель к манометру; 11 — прямоточная задвижка; 12 — тройник; 13 — быстроразъемная полумуфта; 14 — крестовина; 15 — быстросменный дроссель; 16 — регулируемый дроссель; 17 — отбойная камера-дегазатор; 18 — устьевая крестовина; 19 — колонная головка; I — линия глушения; II — линия дросселирования; III — резервная линия

в полость В, которая перемещает вспомогательный поршень 4 по штоку 6 влево и открывает защелку 5. Этот поршень, дойдя до упора в главный поршень 3, передвигает его влево, тем самым раскрывая плашки. При этом управляющая жидкость, находящаяся в полости В, выжимается в систему управления.



Плашки 10 превентора могут быть заменены в зависимости от диаметра уплотняемых труб. Торец плашек по окружности уплотняется резиновой манжетой 9, а крышка 1 — прокладкой 11. Каждый из превенторов управляется самостоятельно, но обе плашки каждого превентора действуют одновременно. Отверстия 8 в корпусе 7 служат для присоединения превентора к манифольду. Нижним торцом корпус крепится к фланцу устья скважины, а к верхнему его торцу присоединяется универсальный превентор.

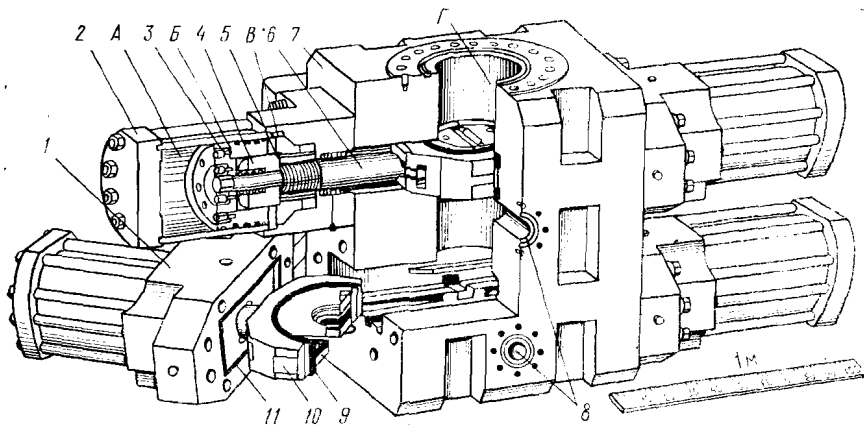


Рис. XIII.2. Комбинированный двойной превентор ППГ-350×70

Как видно, плащечный превентор с гидравлическим управлением должен иметь две линии управления: одну для управления фиксацией положения плашек, вторую для их перемещения. Превенторы с гидравлическим управлением в основном применяют при бурении на море. В ряде случаев нижний превентор оборудуется плашками со срезающими ножами для перерезания находящейся в скважине колонны труб.

Для бурения на суше применяют в основном однокорпусные плащечные превенторы с двойной системой перемещения плашек: гидравлической и механической без системы гидравлического управления их фиксацией. По конструкции эти превенторы (рис. XIII.3) значительно проще. Такой превентор состоит из корпуса 2, внутри которого помещаются плашки и крышки с гидроцилиндрами 1 и 5. Корпус 2 представляет собой стальную отливку коробчатого сечения, имеющую проходное вертикальное отверстие диаметром D и сквозную горизонтальную прямоугольную полость, в которой размещаются плашки. Перекрывающие устье скважины плашки комплектуются под определенный размер трубы. При отсутствии в скважине бурильных труб устье перекрывается глухими плашками.

Плашки превентора разъемной конструкции состоят из корпуса 9, сменных вкладышей 11 и резинового уплотнения 10. Плашку в собранном виде насаживают на Г-образный паз a штока 7 и вставляют в корпус превентора. Полость корпуса с обеих сторон закрывается откидными крышками гидроцилиндров 1 и 5, шарнирно подвешенными на корпусе. Крышка к корпусу крепится болтами 4.

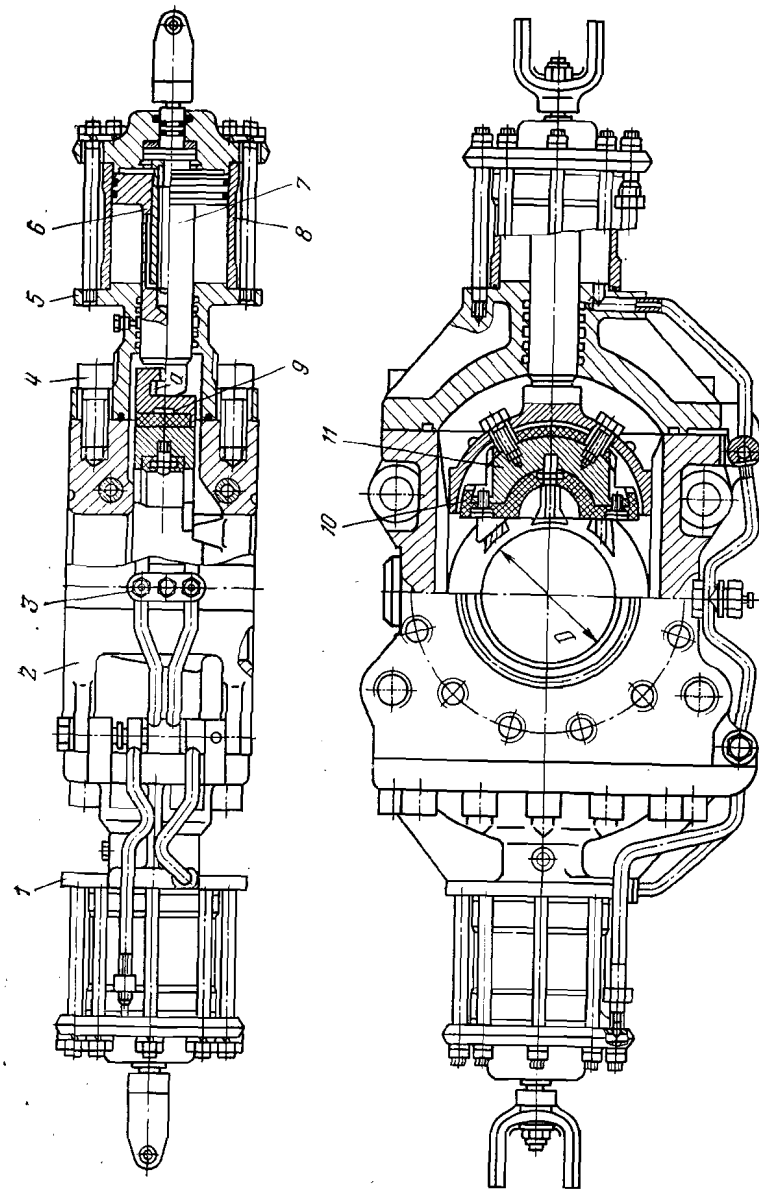


Рис. XIII.3. Плащечный превентор

Таблица XIII.1

Основная характеристика плашечных превенторов

Шифр	Условный диаметр, мм	Рабочее давление, МПа	Диаметр уплотняемых труб, мм	Масса, т
ПП-152×10	152	10	50—73	1,65
ППГ-156×32	156	32	33—114	12,36
ППГ-180×35	180	35	73—126	12,61
ППГ-230×35	230	35	73—146	15,65
ППГ-230×70	230	70	73—146	28,04
ППГ-280×35	280	35	73—194	19,87
ППГ-307×32	307	32	114—219	14,54
ППГ-350×35	350	35	114—273	17,77
ППГ-406×12,5	406	12,5	114—273	11,36
ППГ-425×21	425	21	114—324	13,13
ППГ-520×14	520	14	114—426	12,78

Каждая плашка перемещается поршнем 6 гидравлического цилиндра 8. Масло от коллектора 3 по стальным трубкам и через поворотное ниппельное соединение под давлением поступает в гидроцилиндры. Полость плашек превентора в зимнее время (при температуре -5°C и ниже) обогревается паром, подаваемым в паропроводы. Поршень со штоком, крышка и цилиндры уплотняются при помощи резиновых колец.

Основная характеристика плашечных превенторов приведена в табл. XIII.1.

Универсальные превенторы

Универсальный превентор предназначен для повышения надежности герметизации устья скважины. Его основной рабочий элемент — мощное кольцевое упругое уплотнение, которое при открытом положении превентора позволяет проходить колонне бурильных труб, а при закрытом положении — сжимается, вследствие чего резиновое уплотнение обжимает трубу (ведущую трубу, замок) и герметизирует кольцевое пространство между бурильной и обсадной колоннами. Эластичность резинового уплотнения позволяет закрывать превентор на трубах различного диаметра, на замках и УБТ. Применение универсальных превенторов дает возможность вращать и расхаживать колонну при герметизированном кольцевом зазоре.

Кольцевое уплотнение сжимается либо в результате непосредственного воздействия гидравлического усилия на уплотняющий элемент, либо вследствие воздействия этого усилия на уплотнение через специальный кольцевой поршень.

Универсальные превенторы со сферическим уплотняющим элементом и с коническим уплотнителем изготавливает ВЗБТ.

Техническая характеристика универсальных превенторов типа ПУГ

Шифр превентора	ПУГ-156×32	ПУГ-230×32	ПУГ-307×20
Диаметр проходного отверстия, мм	156	230	307
Рабочее давление, МПа	32	32	32
Масса, т	1,27	2,64	3,87

Универсальный гидравлический превентор со сферическим уплотнением плунжерного действия (рис. XIII.4) состоит из корпуса 3, кольцевого плунжера 5 и кольцевого резинометаллического сферического уплотнителя 1. Уплотнитель имеет форму массивного кольца, армированного металлическими вставками двухтаврового сечения для жесткости и снижения износа за счет более равномерного распределения напряжений. Плунжер 5 ступенчатой формы с центральным отверстием. Уплотнитель 1 фиксируется крышкой 2 и распорным кольцом 4. Корпус, плунжер и крышка образуют в превенторе две гидравлические камеры А и Б, изолированные друг от друга манжетами плунжера.

При подаче рабочей жидкости под плунжер 5 через отверстие в корпусе превентора плунжер перемещается вверх и обжимает по сфере уплотнение 1 так, что оно расширяется к центру и обжимает трубу, находящуюся внутри кольцевого уплотнения. При этом давление бурового раствора в скважине будет действовать на плунжер и поджимать уплотнитель. Если в скважине нет колонны, уплотнитель полностью перекрывает отверстие. Верхняя камера Б служит для открытия превентора. При нагнетании в нее масла плунжер движется вниз, вытесняя жидкость из камеры А в сливную линию. Уплотнитель расширяется и принимает прежнюю форму.

Кольцевой уплотнитель позволяет: протаскивать колонны общей длиной до 2000 м с замками или муфтами с конусными фасками под углом 18° ; расхаживать и проворачивать колонны; многократно открывать и закрывать превентор.

Конструкция превентора допускает замену уплотнителя без его демонтажа. Управление универсальным превентором может осуществляться либо с помощью ручного плунжерного насоса, либо с помощью насоса с электроприводом. Время закрытия универсального превентора гидроприводом 10 с.

Вращающиеся превенторы

Вращающийся превентор применяется для герметизации устья скважины в процессе ее бурения при вращении и расхаживании бурильной колонны, а также при СПО и повышенном давлении в скважине. Этот превентор уплотняет ведущую трубу, замок или бурильные трубы, он позволяет поднимать, спус-

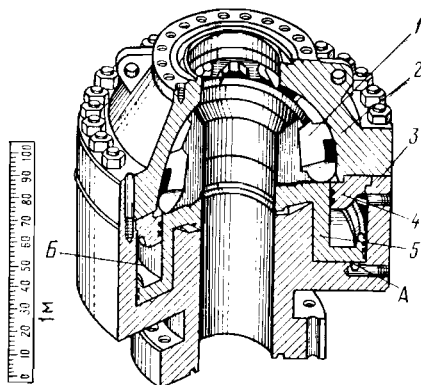


Рис. XIII.4. Универсальный гидравлический превентор типа ПУГ

куть или вращать бурильную колонну, бурить с обратной промывкой, с аэрированными растворами, с продувкой газообразным агентом, с равновесной системой гидростатического давления на пласт, опробовать пласты в процессе газопроявлений.

Основной элемент вращающегося превентора (рис. XIII.5) — уплотнитель 2, позволяющий протаскивать инструмент через его отверстие. Уплотнитель состоит из металлического основания и резиновой части, прикреплен к стволу 4 при помощи байонетного соединения и болтов. От проворачивания его предохраняют шпоночные выступы, входящие в вырезы ствола.

Техническая характеристика вращающихся превенторов типа ПВ

Шифр превентора	ПВ-156×32	ПВ-230×32	ПВ-307×20
Диаметр проходного отверстия, мм:			
корпуса	156	230	307
ствола	139	158	215
бокового ствола	150	150	150
Диаметр уплотняемого инструмента, мм	73;89	73;89;114;140	89;114;140
Давление, МПа:			
рабочее	32	32	20
пробное	64	64	40
Масса, т	1,25	1,78	1,56

§ 3. ОБОРУДОВАНИЕ УСТЬЯ СКВАЖИНЫ ПРИ БУРЕНИИ С ПЛАВУЧИХ ПЛАТФОРМ

При бурении с плавучих платформ используется комплекс устьевого оборудования. Перед началом бурения скважины на дне моря оборудуется устье скважины 1, соединяемое блоком

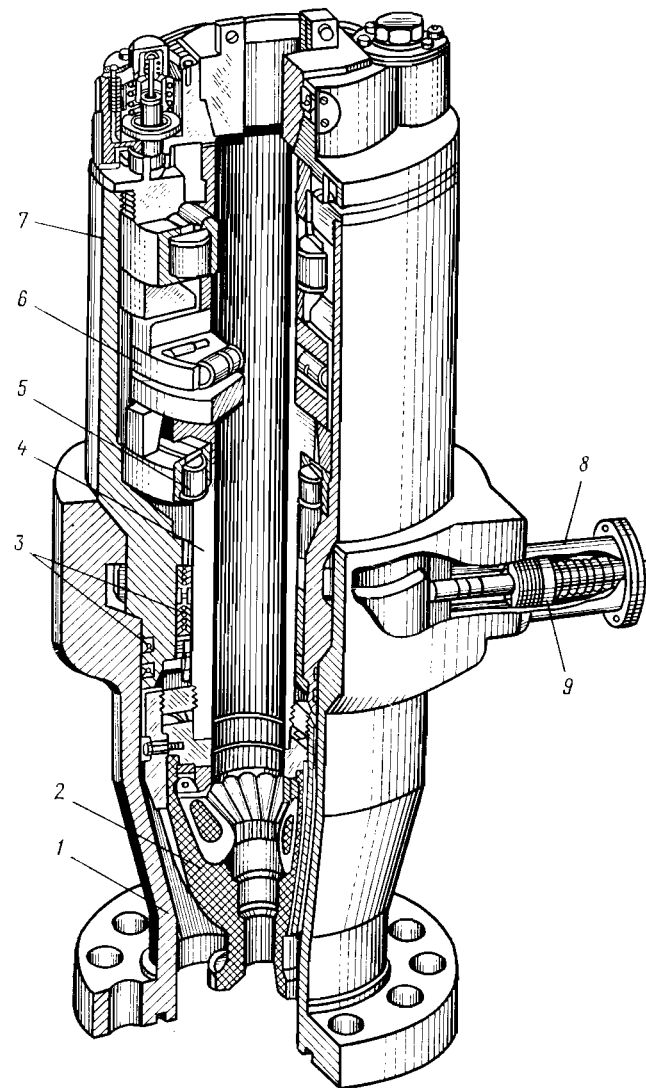


Рис. XIII.5. Вращающийся превентор ВП-156×320

превентор — устье 2 с комплектом противовыбросового оборудования (рис. XIII.6). В комплект входят: один или два универсальных сферических превентора 4, от двух до четырех плашечных превенторов 3 с трубными, глухими и перерезывающими плашками, компенсатор 6 и соединитель 5 с водоотделяющей колонной 7. В верхней части последней расположен телескопи-

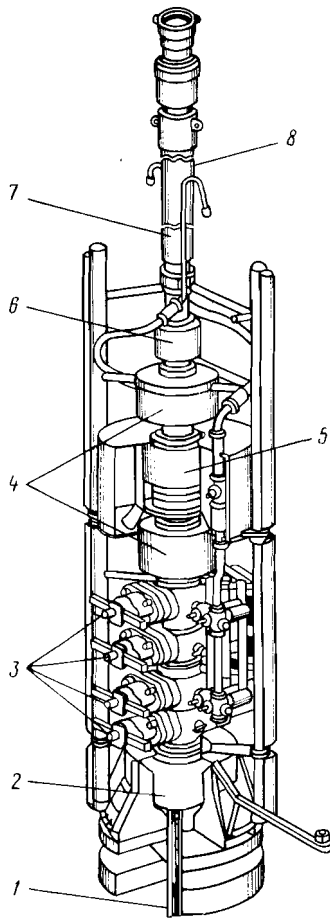
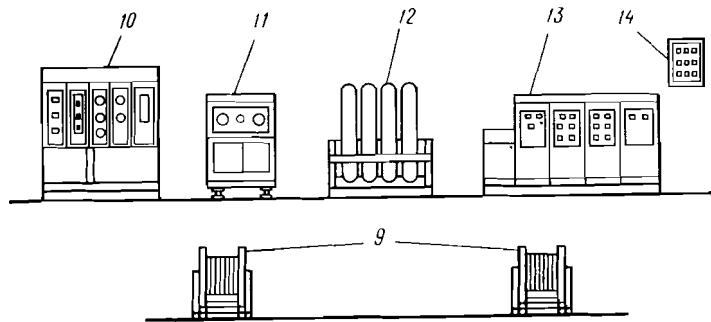


Рис. XIII.6. Схема установки морского подводного противовыбросового оборудования

ческий компенсатор 8. Вся сборка отсоединяется от водоотделяющей колонны при уходе плавучей платформы.

Система органов, воспринимающих команду управления подводным противовыбросовым оборудованием, расположена на плавучей платформе, а исполнительные органы (цилиндры плашечных 3 и универсальных 4 превенторов) расположены над устьем скважины и соединены между собой водоотделяющей колонной 7 через компенсатор 8 гибкими шлангами. По этим шлангам через лебедки 9 подается управляющая жидкость от насосно-аккумуляторной станции 12. Органами, воспринимающими команду, являются панели 10, 11 и 14, передающими команду на распределительный электрощит 13, осуществляющий распределение управляющей жидкости к комплексу противовыбросового оборудования.

§ 4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ГЕРМЕТИЗАЦИИ УСТЬЯ СКВАЖИНЫ

Оборудование для герметизации устья скважины применяется как противовыбросовое оборудование, не работающее в процессе бурения, и используемое в случае проявления в скважине. Это оборудование может быть использовано для регулирования давления в скважине в процессе бурения. Однако, как в том, так и в другом случаях отказ в работе его может привести к тяжелым последствиям и в некоторых случаях к гибели людей. Неисправная работа этого оборудования особенно опасна при бурении на море, где борьба с открытыми фонтанами нефти наиболее тяжелая.

Для обеспечения исправной и надежной работы необходимо выполнять следующие условия:

- монтировать оборудование в соответствии с инструкцией завода-изготовителя;

- проверять монтаж и проводить испытание оборудования на пробное и рабочее давление;

- систематически в процессе проводки скважины ухаживать за оборудованием и делать пробные его испытания в установленные сроки, независимо от того используется оно или нет;

- по окончании бурения, если оборудование не будет сейчас же использовано, его необходимо очистить, проверить и консервировать, а в случае неисправности отремонтировать.

При монтаже все оборудование собирают, затем проверяют соосность его расположения, заземление пультов управления, заполнение резервуаров газом и маслом, соответствующими времени года, и регулируют электронный манометр на давление включения $10 \pm 0,25$ МПа и выключения $9 \pm 0,25$ МПа. После этого опрессовывают гидросистему на рабочее давление 10 МПа

в течение 10 мин. При этом снижение давления не должно быть более 3%. Одновременно осматривают соединения. В случае обнаружения утечек их устраняют, а испытание повторяют.

Оборудование, подлежащее испытанию пробным давлением, проверяют при давлении в 2 раза большем рабочего с выдержкой в течение 6 мин. Для устранения в системе воздушных пробок и стабильности работы и времени срабатывания многократно закрывают и открывают задвижки и превенторы всеми распределителями до тех пор, пока время их закрытия не будет постоянным и соответствовать установленному.

Для работы противовыбросового оборудования при отрицательных температурах должна быть подсоединена система обогрева или его следует утеплить так, чтобы все системы работали исправно при температуре окружающей среды до -40°C .

Противовыбросовое оборудование может эксплуатироваться в двух режимах работы: нормальная работа, когда непосредственной угрозы выбросов и газопроявлений нет; оперативная готовность при прохождении пластов с возможными нефтегазовыми проявлениями, при этом все должно быть тщательно проверено в соответствии с заводской инструкцией и готово к работе в любой момент.

В периоды нормальной работы буровой мастер должен в процессе СПО проверять исправность превенторов, задвижек и системы их управления, а при бурении и других операциях проверять исправность действия превенторов и задвижек 1 раз в неделю и результаты проверки заносить в журнал. При герметизации скважины дополнительное давление на выкиде превенторов следует снижать постепенно по 0,3—0,7 МПа в 1 мин.

Допускается смена плашек превенторов на буровой. Для этого плашки приводят в крайнее открытое положение; развинчивают винты крепления крышки к корпусу и откидывают ее; выдвигают частично плашку из крышки и снимают ее с выступа штока; заменяют вкладыши или уплотнение. Для смены плашек гидросистему не разбирают. При открытии крышки превентора необходимо каждый раз вынимать торцовые уплотнения, очищать канавки и торцовые поверхности крышки и корпуса, полость плашек и сами плашки от бурового раствора и выбуренной породы, так как она препятствует полному открытию плашек.

Регулярно 1 раз в 2—3 мес. проверяют состояние резиновых уплотнений и заменяют их при обнаружении даже небольших повреждений. Производят полную замену. Резиновые уплотнения заменяют полностью 1 раз в 2 года. Масло в гидросистеме проверяют не реже, чем 1 раз в 3 мес. Допускается содержание примесей в нем не более 0,05%. При загрязнении гидросистемы масло сливают, промывают систему бензином, просушивают и заполняют свежим маслом.

Давление азота в гидроаккумуляторе проверяют не реже 1 раза в месяц. При давлении азота менее 5,5 МПа доводят его до давления 6,5 МПа. Уровень масла в баке и исправность всех манометров проверяется также 1 раз в месяц. Смазку необходимо заменять в соответствии с заводской инструкцией.

В процессе эксплуатации все манифольды ежедневно проверяют путем открывания задвижек. Утечки жидкости в манифольде свидетельствуют о неисправности его уплотнений. Замеченные неисправности немедленно устраняют.

Контрольные вопросы к гл. XIII

1. Схемы оборудования для герметизации устья скважины.
2. Устройство универсального и плашечного превенторов.
3. Принцип работы превенторов и системы герметизации устья скважины.
4. Характеристики плашечных превенторов.
5. Особенности конструкции плашечных превенторов для морского бурения.
6. Характеристика универсальных превенторов.
7. Схема оборудования устья скважины при бурении с плавучих платформ.
8. Правила ухода и эксплуатации оборудования для герметизации устья скважины и значение их исправной работы для защиты окружающей среды.

ГЛАВА XIV

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЦИРКУЛЯЦИИ, ОЧИСТКИ И ПРИГОТОВЛЕНИЯ БУРОВЫХ И ЦЕМЕНТНЫХ РАСТВОРОВ

Буровой раствор циркулирует по замкнутой системе, т. е. раствор, закачиваемый в скважину, выходит из нее и снова должен закачиваться в скважину. Параметры выходящего из скважины раствора отличаются от параметров при его закачке. В растворе содержится выбуренная порода в виде отдельных частиц, а также часть породы, например глина, может растворяться в растворе. Кроме того, в него могут попасть минерализованные подземные воды и газ. При воздействии повышенных температур и давления физические свойства раствора могут изменяться. В ряде случаев часть раствора поглощается пластами и приходится периодически добавлять свежий раствор.

Поэтому циркуляционная система буровой установки должна быть оборудована устройствами для очистки выходящего рас-

творя от газа, выбуренной породы, песка и ила, а также для восстановления его параметров (вязкости, плотности, водоотдачи и др.). В ряде случаев в зависимости от проходимых пород необходимо изменять свойства раствора или заменять его другим.

§ 1. КОМПЛЕКС ОБОРУДОВАНИЯ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Комплекс 1ЦС6500Э служит для очистки бурового раствора, выходящего из скважины, приготовления нового раствора из порошкообразных материалов, его химической обработки, хранения на буровой определенного объема раствора и транспортирования его от устья скважины к буровым насосам.

Такой комплекс состоит из блока подпорных насосов, блока приготовления бурового раствора, промежуточного и приемного резервуаров, резервуаров для химических реагентов, дегазатора, илоотделителя, блока очистки раствора, растворопроводов. Для различных буровых установок комплексы отличаются числом и расположением отдельных блоков, составом входящего в них оборудования. Полезный объем резервуаров блока для хранения раствора зависит от глубины скважины. Для скважин глубиной 2500—3000 м он составляет 90—120 м³, а для скважин глубиной 4000—6500 м — 150—240 м³.

§ 2. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОЧИСТКИ БУРОВОГО РАСТВОРА

Оборудование для очистки бурового раствора, выходящего из скважины, должно обеспечивать не только удаление из него твердых частиц выбуренной породы, но и газа, ила и посторонних примесей. Очистка раствора играет большую роль в процессе бурения. Чем меньше в растворе твердой фазы, тем эффективнее бурение.

Для очистки буровых растворов от выбуренной породы применяют устройства двух типов: для механической очистки с помощью сит, в которых размер удаляемых частиц зависит от величины ячеек сита; для разделения твердых частиц и жидкости за счет центробежных сил.

При очистке ситами с небольшими размерами ячеек вязкий раствор плохо проникает через них, поэтому сита не пригодны для тонкой очистки. В устройствах, основанных на действии центробежных сил, из раствора могут удаляться частицы практически любой величины. Поэтому такую очистку можно назвать тонкой в отличие от грубой механической очистками ситами. Очистка раствора может также осуществляться за счет естественного выпадения выбуренной породы, однако этот способ малоэффективен и для вязких растворов непригоден.

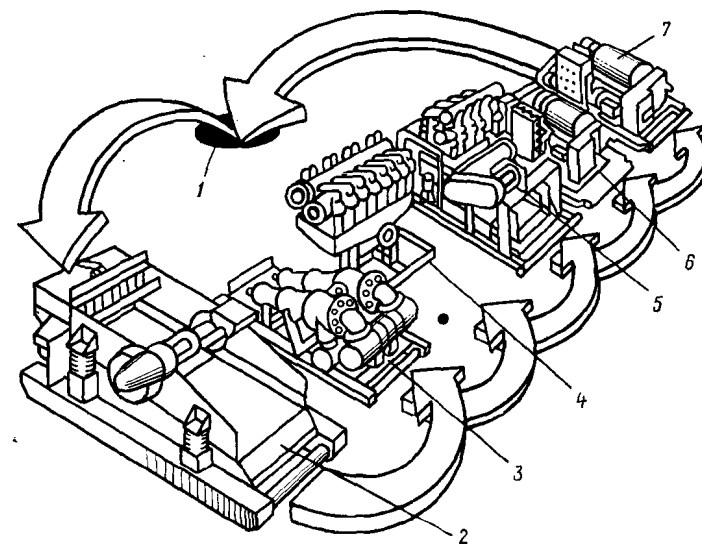


Рис. XIV.1. Блок очистки бурового раствора

На рис. XIV.1 приведена схема шестиступенчатого блока бурового раствора. Раствор с выбуренной породой, выходя из скважины 1, поступает на вибросито 2, где происходит удаление частиц породы крупнее 0,16 мм. Далее раствор поступает в пескоотделитель 3, в котором удаляются частицы крупнее 0,08 мм. Потом он проходит через гидроциклонный пескоотделитель 4 и шламоотделитель 5, где очищается от частиц крупнее 0,02 мм, и, проходя последовательно через сепараторы-центрифуги 6 и 7, очищается от частиц более 0,003 мм. Все это оборудование монтируется на резервуарах и составляет единый блок, который закрыт каркасом с укрытием и является единой транспортируемой единицей.

Вибросита для механической очистки

Для механической очистки буровых растворов применяют вибрирующие сита, ситоконвейеры, самовращающиеся сепараторы. Наиболее распространены вибросита. Вибрационное сито ВС-1 (рис. XIV.2) состоит из вибрирующих рам 2, смонтированных на станине 5 с распределительным желобом 1, трансмиссией 3 и электродвигателями 7. Рама с вибратором, укрепленная на рессорах 4, имеет две ситовые кассеты 6, установленные последовательно. Сетки натягивают на кассеты. При износе их легко заменить.

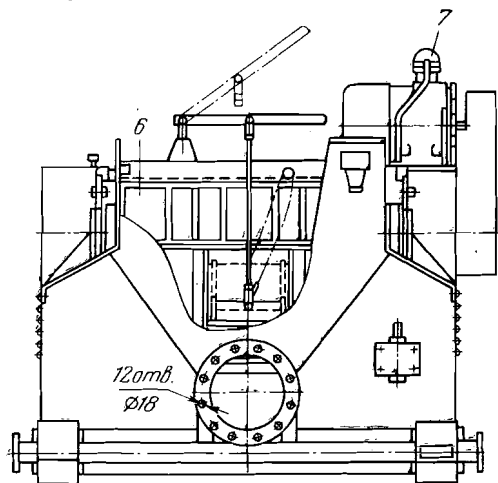
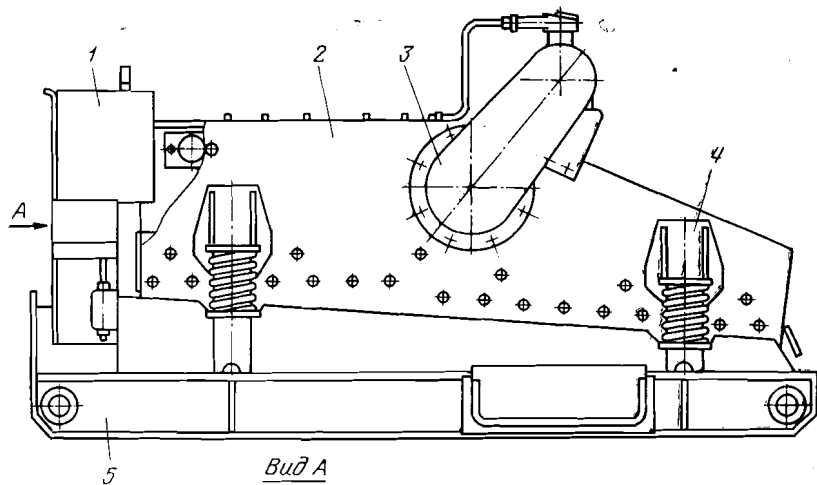


Рис. XIV.2. Вибрационное сито ВС-1

Техническая характеристика

Пропускная способность при бурении с промывкой водой (сетка 0,16×0,16), м ³ /с	0,038
Высота до оси отводящего патрубка, м	0,75
Размер удаляемых частиц, мм	0,16—0,9
Частота колебаний вала вибратора в 1 мин	1130
Рабочая площадь сетки, м ²	2,67
Тип электродвигателя	В10054
Мощность, кВт	3
Габариты, м:	
длина	3
ширина	1,82
высота	1,55
Масса, т	2,16

Это сито допускает быструю замену сеток, а также возможность применения как стальных, так и сеток из синтетических материалов. На вибрирующей раме расположен эксцентриковый вибратор со шкивом, который соединен клиноременной передачей с ведущим шкивом электродвигателя. Обе вибрирующие рамы соединены с опорной неподвижной рамой при помощи кольцевых пружинных амортизаторов.

Гидроциклоны и центрифуги

Фракции твердой фазы суспензий с помощью центробежных сил разделяются в гидроциклонах и центрифугах. При средней плотности 2500 кг/м³, которую обычно имеют горные породы, в том числе глины, в гидроциклонах фракции разделяются по их гранулометрическому составу. Этот процесс происходит при тонкой очистке буровых растворов от выбуренной породы. Одну фракцию составляют песок и другие породы, другую — очищенный раствор. В утяжеленных растворах фракции разделяются по их плотности. Этот процесс происходит при регенерации утяжелителя и регулировании состава твердой фазы.

Гидроциклонный пескоотделитель ПГ-45 (рис. XIV.3) служит для очистки бурового раствора от частиц выбуренной породы размером менее 0,9 мм. Раствор с выбуренной породой после выброса по напорному коллектору 9 поступает в гидроциклоны 5, где частицы выбуренной породы отделяются от раствора и направляются в шламособорник 2, а очищенный раствор — в сливной коллектор 1. Выбуренная порода из шламособорника удаляется через отвод 3 при открытом клапаннорычажном устройстве 6 или через сливной патрубок 8. Вся конструкция смонтирована на основании 7. Напорный коллектор оборудован манометром 4.

Гидроциклонный илоотделитель ИГ-45М устанавливают после пескоотделителя. В нем идет дальнейшая очистка бурового раствора от выбуренной породы до размера частиц менее 0,08 мм. Илоотделитель состоит из шести параллельно соединенных гидроциклонов, аналогичной конструкции с гидроциклонами пескоотделителя. Раствор в гидроциклоны поступает из напорного коллектора. Выбуренная порода, отделяемая от раствора, из гидроциклона поступает в шламособорник, а очищенный раствор — в сливной коллектор.

Гидроциклон (рис. XIV.4) состоит из металлического корпуса 1, внутри которого закреплен резиновый цельнолитой полый конус 3, резинового питающего сопла 5 и металлической сливной насадки 2. Резиновая песковая насадка 4 крепится к нижнему концу резинового корпуса при помощи бурта в насадке и стального кольца 6. Песковая насадка поставляется с выходным отверстием двух диаметров 15 и 25 мм.

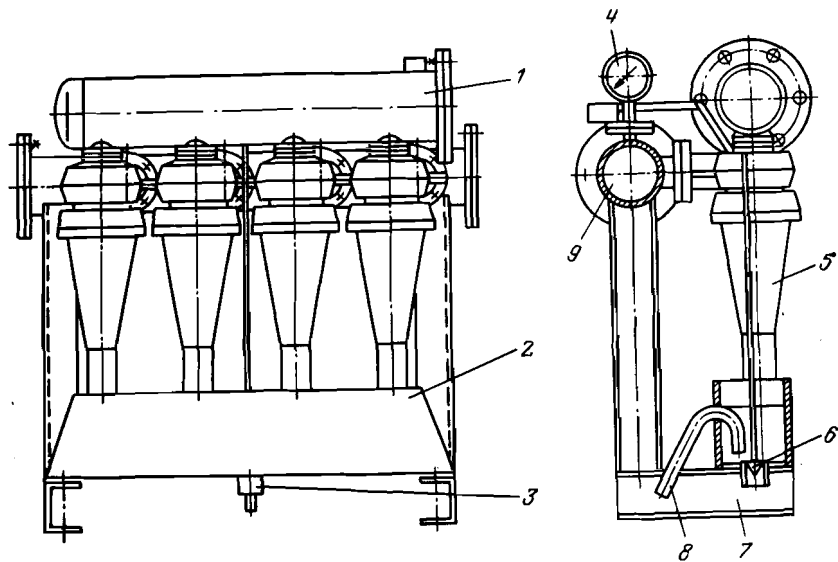


Рис. XIV.3. Гидроциклонный пескоотделитель ПГ-45

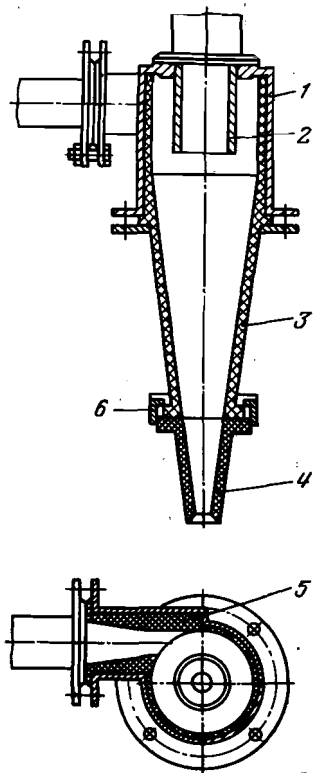


Рис. XIV.4. Гидроциклон

Техническая характеристика пескоотделителя ПГ-45 и илоотделителя ИГ-45М

Тип гидроциклонного отделителя	ПГ-45	ИГ-45М
Пропускная способность (при давлении 0,25 МПа), м ³ /с		0,045
Наименьший размер частиц породы плотностью 2600 кг/м ³ , удаляемых из раствора на 95% и более, мм	0,08	0,05
Рабочее давление перед гидроциклонами, МПа	0,15	0,25
Внутренний диаметр цилиндрической части гидроциклона, мм		150
Габариты, м	1,2×0,535×1,15	1,7×0,52×1,2
Масса, т	0,13	0,22

Раствор в гидроциклон подается вертикальным шламовым насосом ВШН-150, который представляет собой центробежный насос погружного типа с открытым колесом. Вместо обычного сальника насос снабжен разъемной резиновой втулкой, которая выполняет роль уплотнительного устройства и одновременно является опорой нижнего конца вала насоса.

Привод насоса осуществляется от вертикального электродвигателя через упругую пальцевую муфту. Электродвигатель крепится к корпусу насоса. Последний имеет два опорных кронштейна с приваренными цапфами, с помощью которых устанавливается на резервуаре. Такое устройство обеспечивает возможность перевода насоса из вертикального положения (при котором спиральный корпус полностью погружен в перекачиваемый раствор) в горизонтальное для ревизии или ремонта. Всасывающее отверстие предохраняется сеткой от попадания в насос крупных частиц.

Дегазаторы

Дегазаторы бурового раствора применяют в циркуляционных системах в случае поступления в буровой раствор газа при проходке газосодержащих пород или в буровых установках для разведочного бурения при проводке скважин в неисследованных породах. При больших количествах поступающего газа применяют газоотделители и сепараторы или дегазаторы различных конструкций, которые устанавливают до выброса для первичного удаления газа. Для вторичного удаления оставшегося газа из раствора предназначены вакуумные дегазаторы.

Вакуумный дегазатор ДВС-III (рис. XIV.5) состоит из металлической рамы 8, на которой смонтирован резервуар 7. Раствор, содержащий газ, из циркуляционной системы поступает (стрелка А) в этот резервуар. Над резервуаром смонтирована цилиндрическая камера 3, разделенная в середине поперечной перегородкой. Над каждой частью резервуара расположены две

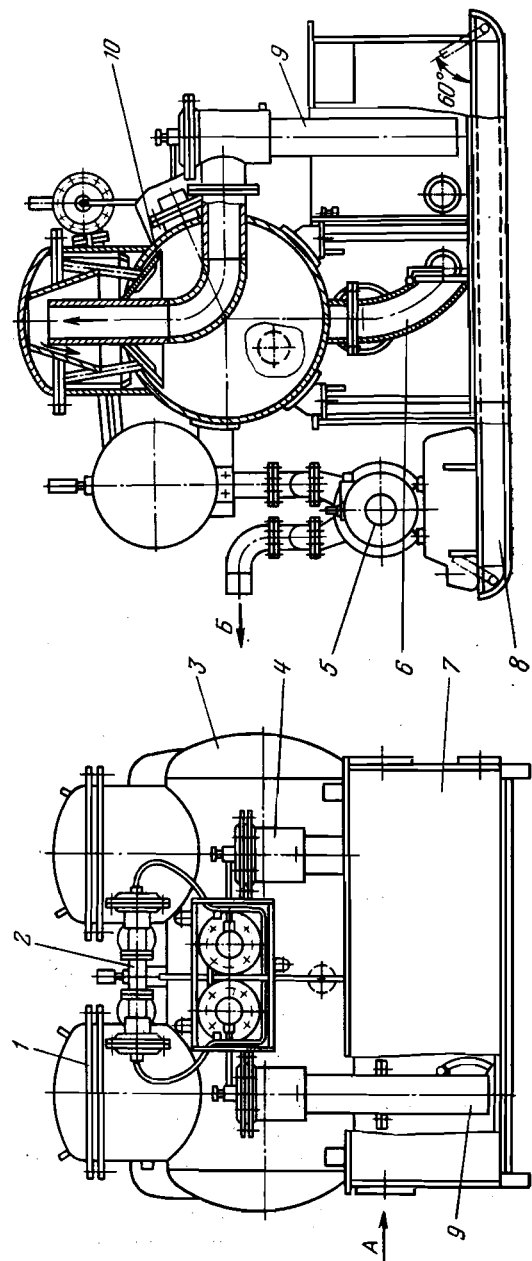


Рис. XIV.5. Вакуумный дегазатор ДВС-III

дегазационные камеры 1, которые через клапан-разрядник 2 соединены с всасывающей линией вакуумного насоса 5.

Дегазатор является аппаратом двойного действия. Клапан-разрядник 2 поочередно соединяет дегазационные камеры 1 с вакуумной линией насоса, за счет чего в одной из них создается разрежение, под действием которого раствор с газом из резервуара 7 по всасывающему патрубку 9 с приемным клапаном 4 поочередно поступают в одну из камер 1, и там происходит отделение раствора от газа. Чистый раствор сливается по сепарационному конусу 10 в отсек цилиндрической камеры 3, а газ отсасывается вакуумнасосом (стрелка Б). После того, как камера полностью заполнится раствором, происходит переключение клапана-разрядника, и вакуумный насос начинает откачивать газ из другой камеры, а из заполненной камеры очищенный от газа раствор сливается по выкидному патрубку 6 в приемный резервуар буровых насосов.

§ 3. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ РАСТВОРОВ

Конструкция оборудования для приготовления буровых растворов зависит от применяемых исходных материалов и химических реагентов. Для сухих порошкообразных материалов требуется лишь тщательное перемешивание и создание условий для полного смачивания твердых частиц. При приготовлении растворов из твердых материалов и перемешивании их с водой применяют механические или гидравлические мешалки. Наиболее прогрессивно и экономично оборудование для приготовления растворов из сухих порошкообразных материалов.

Блок приготовления бурового раствора из порошкообразных материалов состоит из двух резервуаров-силосов с фильтрами, укрепленных на основании. В нижней части силосы снабжены разгрузочным и аэрирующим устройствами. Для приготовления раствора открывается разгрузочное устройство и порошок по шлангу поступает в гидромешалку.

Гидравлическая мешалка снабжена воронкой для загрузки химических реагентов и камерой смешения, в которую подаются порошок и под давлением 0,7—1,5 МПа жидкость от бурового насоса. В камеру смешения жидкость поступает через насадку, за счет чего образуется вакуум и засасывается порошок и химические реагенты. Порошок смешивается с жидкостью, образуя пульпу, поступающую в приемные резервуары буровых насосов.

Техническая характеристика

Объем силосов, м ³	70
Производительность, м ³ /ч	60
Максимальная подача порошкообразного материала, т/ч	15
Масса, т	10,56

Приемный блок циркуляционной системы — это резервуар, из которого раствор подается в буровые насосы. Он также служит для хранения резервного объема бурового раствора. В зависимости от глубины и конструкции скважины в циркуляционной системе применяют от двух до пяти приемных блоков. Блок представляет собой прямоугольный металлический резервуар объемом около 40 м³, разделенный внутренней перегородкой на две равные части, что позволяет использовать одну половину резервуара для приготовления бурового раствора, не прекращая циркуляции его через скважину. Резервуар смонтирован на раме-салазках и оборудован двумя гидравлическими перемешивателями раствора.

Для хранения жидких химических реагентов и эмульсий для обработки растворов служит блок хранения химических реагентов, представляющий собой прямоугольный резервуар вместимостью 12 м³ или цилиндрический объемом 20 м³. Блоки соединяют между собой растворопроводами с шаровыми компенсаторами.

§ 4. ЦЕМЕНТИРОВОЧНЫЕ АГРЕГАТЫ

Спуск обсадных труб и цементирование скважин — заключительные сложные и наиболее ответственные операции при бурении скважин. От успешности цементирования зависят продолжительность и нормальная эксплуатация скважины, а если скважина разведочная, то и правильность оценки пласта и перспективности изучаемого месторождения.

Сложность этих работ обуславливается большими массой и диаметрами спускаемых труб (колонны диаметром 279—305 мм имеют массу до 300 т), высокими давлениями (более 25—30 МПа), возникающими при подъеме цементного раствора за колоннами, спущенными на глубину более 5000 м, а также трудностью определения точного количества жидкости, которое необходимо закачать в трубы для продавливания цементного раствора.

Особенно ответственны эти работы при спуске труб в осложненных скважинах, где не исключается возможность их прихвата. Для восстановления циркуляции жидкости в таких скважинах, как правило, необходимо создавать большие давления, при освобождении прихваченных труб — большие натяжки.

Скважины цементируют с помощью агрегатов, смесительных машин и другого вспомогательного оборудования.

Цементировочный агрегат ЗЦА-400 (рис. XIV.6) предназначен для цементирования глубоких скважин. На шасси 1 автомобиля установлен цементировочный трехпоршневой насос 4, расположенный между замерным баком 5 и двигателем 2. Насос приводится через редуктор 8, коробку передач 3 (КПП)

Техническая характеристика цементировочных агрегатов

Тип агрегата	4ЦА-100	ЦА-320М	ЗЦА-400А
Тип автомобиля	ЗИЛ-157К	КрАЗ-257	
Полезная мощность двигателя, кВт	77	105	255
Грузоподъемность, т	4,5	12	—
Тип двигателя привода	ГАЗ-ММ	ГАЗ-51А	—
Мощность двигателя, кВт	50	52	—
Подача водяного насоса, м ³ /с	0,0083	0,013	—
Давление на входе насоса, МПа	0,62	1,5	—
Тип цементировочного насоса	1ГрЦ	9Т	11Т
Подача, м ³ /с:			
минимальная	0,0049	0,003	0,0066
максимальная	0,008	0,023	0,033
Давление на выходе насоса, МПа:			
максимальное	10	32	80
минимальное	6,1	4,0	8,1
Объем замерного бака, м ³	3	6,4	6
Масса агрегата с автомашиной, т	8,5	17	22,5

валами 9 и 11. Он имеет разветвленную приемную (всасывающую) линию 7, соединяющую его с замерным баком через задвижку и позволяющую осуществлять двусторонний забор цементного раствора. Нагнетательная 50-мм линия высокого давления при помощи быстродействующих соединений легко присоединяется к заливочной головке, установленной на устье скважины.

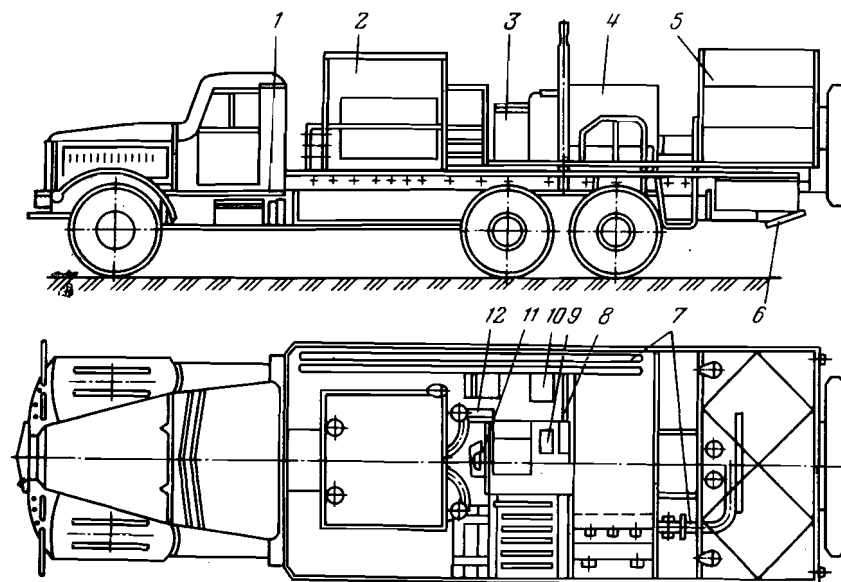


Рис. XIV.6. Цементировочный агрегат ЗЦА-400

Цементировочный насос обычно снабжается сменными втулками нескольких диаметров для изменения подачи и давления. Мерники агрегата служат для измерения объема закачиваемой жидкости в скважину. Управление всеми механизмами агрегата осуществляется с единого пульта 10 с контрольно-измерительными приборами 12, расположенными на платформе машины.

Контрольные вопросы к гл. XIV

1. Оборудование, предназначенное для циркуляции, очистки и приготовления буровых и цементных растворов.
2. Схема оборудования для очистки бурового раствора от выбуренной породы и газа.
3. Схема и принцип работы аппаратов для очистки бурового раствора от выбуренной породы (вибросита, гидроциклонные шламо-песко- и илоотделители).
4. Принцип работы и схема дегазатора бурового раствора.
5. Оборудование для приготовления нового бурового раствора и поддержания стабильности его качества в процессе проводки скважины.
6. Назначение и конструктивное устройство цементировочных агрегатов.
7. Характеристика цементировочных агрегатов и требования, предъявляемые к ним.

ГЛАВА XV

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

§ 1. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И НАДЕЖНОСТЬ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Строительство скважины на нефть и газ можно разделить на два этапа. Первый — подготовка площадки, установка и монтаж оборудования, его крепление, испытание и пуск в эксплуатацию. Второй — обеспечение бесперебойной работы оборудования, зависящее от умелой его эксплуатации, и своевременное выполнение всех видов технического обслуживания и восстановительных работ.

Под эксплуатацией буровых установок следует понимать использование в соответствующих последовательности и сочетании комплекса агрегатов, машин и механизмов для выполнения технологических операций, связанных с проводкой скважины. Эффективная работа установки зависит от совершенства и надежности ее конструкции.

Показатели надежности объекта закладываются в процессе его конструирования, обеспечиваются при изготовлении и реализуются в период эксплуатации. Высокие характеристики надежности бурового оборудования сами по себе не гарантируют эффективности его работы без соответствующей стратегии

и качества технического обслуживания. Под системой технического обслуживания и ремонта понимается совокупность взаимосвязанных оборудования, инструмента и технической документации на обслуживание и ремонт.

В качестве основной характеристики готовности бурового оборудования в соответствии с ГОСТ 13377—75 используется коэффициент готовности, под которым понимается вероятность того, что объект будет работать в произвольно выбранный момент времени в промежутках между восстановлением его работоспособности.

$$K_r = T/T + T_v,$$

где T — наработка на отказ; T_v — среднее время восстановления работоспособности объекта.

Отказ — событие, заключающееся в нарушении работоспособности объекта.

Отказы подразделяются на:

полный — нарушение работоспособного состояния объекта в целом, требующее остановки и его восстановления;

независимый — отказ, не обусловленный отказом другого объекта;

зависимый — отказ объекта, обусловленный отказом другого объекта;

внезапный — отказ, характеризующийся скачкообразным изменением значений одного или нескольких заданных параметров объекта, момент наступления этого отказа не может быть определен при осмотре или ревизии;

постепенный — отказ, характеризующийся постепенным изменением значений одного или нескольких параметров; момент наступления отказа может быть определен при осмотре или ревизии.

Причины отказов — износ, поломки или неисправности в результате проявления дефекта.

Дефект — каждое отдельное несоответствие продукции установленным требованиям. В соответствии с ГОСТ 15467—79 дефекты классифицируются на явные и скрытые, критические, значительные и малозначительные, устранимые и неустраняемые. Первопричинами преждевременных, независимых отказов элементов машины являются их исходные — конструктивные, производственные или эксплуатационные дефекты. Дефект может проявиться как неисправность, которая приведет к отказу. Дефект может и не проявиться и не привести к отказу.

Неисправность — состояние объекта, при котором он не соответствует хотя бы одному из требований, установленных нормативно-технической документацией.

Другой характеристикой бурового оборудования, служащей для оценки его использования, служит коэффициент техническо-

го использования, под которым понимается отношение суммарной наработки $t_{\text{сум}}$ в единицах времени за некоторый период эксплуатации к сумме этой наработки и времени всех простоев, вызванных техническим обслуживанием $t_{\text{то}}$ и ремонтами $t_{\text{р}}$ за тот же период

$$K_{\text{т}} = t_{\text{сум}} / (t_{\text{сум}} + t_{\text{то}} + t_{\text{р}}).$$

Эффективность использования бурового оборудования определяется техническим состоянием, под которым понимается совокупность фактических его параметров и эксплуатационных свойств, определяющих степень пригодности оборудования для выполнения задачи — бурения скважины.

В процессе эксплуатации исходные свойства агрегатов и машин буровой установки непрерывно изменяются. В этих условиях система организации эксплуатации и технических мероприятий должна обеспечивать поддержание требуемого уровня технического состояния всего оборудования.

В состав технических мероприятий, от которых зависит поддержание требуемого уровня, входит технически правильное его использование на всех фазах эксплуатации: при транспортировке с одной точки бурения на другую; при монтаже; испытании перед пуском; при бурении и ликвидации осложнений; спуске обсадных колонн и демонтаже по окончании бурения скважины; при консервации в ожидании бурения.

Требуемый уровень технического состояния бурового оборудования в процессе эксплуатации может быть обеспечен путем проведения комплекса организационно-технических мероприятий по его обслуживанию и восстановлению работоспособности, в число которых входит:

- подготовка оборудования к опробованию и испытанию;
- опробование и испытание;
- эксплуатация и техническое обслуживание;
- подготовка к спуску обсадных колонн и техническое обслуживание при спуске;
- демонтаж оборудования и погрузка для транспортировки.

§ 2. ПОДДЕРЖАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ГОТОВНОСТИ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Для сохранения работоспособности и поддержания готовности оборудования применяют различные системы технического обслуживания (ТО).

Основное в системе технического обслуживания и ремонта — установление необходимого состава работ и структуры обслуживания для различного оборудования буровой установки с тем, чтобы обеспечить готовность и безотказность его функционирования в процессе эксплуатации.

Строительство скважины состоит из отдельных операций, в выполнении которых участвуют различные агрегаты и машины установки. Естественно, это состав работ и вид технического обслуживания для каждой из них будет различен.

Специфика режима работы буровой установки заключается в том, что бурение скважины ведется круглосуточно непрерывно двумя или тремя бригадами посменно без выходных с начала ее строительства и до сдачи в эксплуатацию. Процесс углубления скважины осуществляется циклически, периоды бурения и углубления чередуются с периодическими технологическими остановками для наращивания бурильной колонны, промывки скважины, спуско-подъемных операций с целью смены изношенного породоразрушающего инструмента, спуска обсадных колонн, их цементирования, ликвидации аварий и др. Эта специфика работы установки должна быть учтена при планировании восстановительных работ и технического обслуживания.

Вопросы капитального ремонта бурового оборудования здесь не рассматриваются, так как они являются предметом специального курса.

Техническое обслуживание в процессе проводки скважины

Правильно организованное техническое обслуживание и восстановительные работы оборудования в процессе проводки скважины значительно сокращает его отказы и простои бурения, вызванные восстановительными работами.

Межремонтным периодом называется период пребывания оборудования между двумя ремонтами, а периодом восстановления — время, затраченное на восстановление рабочего состояния оборудования. Период, в течение которого выполняются эти работы, называют ремонтным циклом. Его обычно связывают с процессом проводки скважины таким образом, чтобы не останавливать бурение для проведения трудоемких ремонтов, а использовать технологические остановки, функционирования отдельных видов оборудования.

Виды технического обслуживания в процессе проводки скважины:

ежедневное техническое обслуживание (ЕО) состоит из следующих операций: очистки и мойки оборудования от наружной грязи; проверки состояния и устранения неисправностей смазочных устройств; осмотра и подтяжки ослабленных болтовых соединений; проверки действия контрольных приборов, пусковых и тормозных устройств; осмотра щитов и ограждений; проверки утечек воды и смазки, состояния и натяжения клиновых ремней, цепей передач и тросов; смазки оборудования в соответствии с заводской картой;

периодическое техническое обслуживание (ПО) состоит из следующих операций: проведения ежедневного технического обслуживания, проверки и проведения регулировки отдельных агрегатов и сборок, смены быстроизнашивающихся элементов тормозных колодок, сальников вертлюга, штоков насоса, клапанов, перепуска талевого каната, проверки герметичности воздушной системы и действия пневматических муфт; очистки фильтров, смазки и смены масел в соответствии с картой.

Существуют различные стратегии проведения периодического технического обслуживания и ведения восстановительных работ:

предупредительное ведение восстановительных работ, которое начинается в момент, когда система работоспособна и работы направлены на предупреждение возможных отказов;

аварийное ведение восстановительных работ, которое начинается после того, как система вышла из строя — отказала, а ремонтные работы направлены на восстановление утраченной работоспособности;

планово-предупредительное обслуживание (ППО) — комплекс мероприятий по обслуживанию и ремонту оборудования, выполняемых по заранее составленному плану, при котором начало проведения восстановительных работ известно и к ним заранее можно подготовиться, не тратя время на организацию ремонта; эти работы можно приурочивать к технологическим остановкам оборудования и проводить в дневное время.

В системе ППО в течение ремонтного цикла оборудование в строгой последовательности проходит все виды плановых ремонтов и технического обслуживания. Считается, что ППО применимо только для машин со стабильной величиной периодов безотказной работы, а буровая установка — это комплекс разнообразных машин, подвергающихся действию случайных нагрузок, с нестабильными периодами безотказной работы многих видов оборудования. Кроме того, в системе ППО предусматривается замена изнашивающихся элементов независимо от их технического состояния, что приводит к недоиспользованию их технических возможностей и увеличению материальных затрат.

Поэтапное техническое обслуживание — при этом виде обслуживания проведение работ по поддержанию и восстановлению работоспособности буровой установки осуществляется по этапам, по мере отработки каждым агрегатом или механизмом определенного ресурса с учетом фактического состояния, устанавливаемого регулярным визуальным или приборным диагностированием.

При этом виде технического обслуживания широко используется замена отдельных изношенных и требующих большого объема восстановительных работ агрегатов и механизмов новыми

или отремонтированными на ремонтных базах, например ДВС, роторы, вертлюги и др.

Выбирать стратегию обслуживания и применять ту или иную систему — аварийную, планово-предупредительную или поэтапную следует в зависимости от типа и конструкции буровой установки, условий бурения и глубины скважины. Для каждого условия должны быть разработаны дифференциальные критерии оценки технического ресурса оборудования и его эффективности. Система технического обслуживания бурового оборудования должна обеспечивать получение требуемых показателей надежности и срока службы при минимальных затратах.

В процессе эксплуатации необходимо систематически наблюдать за состоянием оборудования и вести учет наработки на отказ, анализировать причины и характер отказов, их интенсивность и сроки службы всех видов оборудования.

§ 3. СОСТАВ И ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТ ПО ПОДДЕРЖАНИЮ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

Перед началом монтажа и перед опробованием и пуском все агрегаты и механизмы буровой установки распаковывают, очищают от грязи, расконсервируют и заправляют свежим маслом. Все эти работы проводятся в строгом соответствии с рекомендациями заводов-изготовителей.

Некоторые агрегаты и механизмы такие как кронблок, талевый блок, вертлюг, крюкоблок, ротор расконсервации могут не требовать, если завод в качестве консервационной смазки применяет консистентную смазку. Однако в этом случае через 6—12 ч работы надо сменить масло или добавить свежую консистентную смазку во все подшипники и элементы.

После расконсервации и монтажа проверяют правильность подсоединения электрических кабелей и герметичность воздушных коммуникаций.

После этого обробуют и запускают компрессоры и закачивают воздух до требуемого давления в воздухосборник. Опробование компрессоров проводится в течение 10—25 мин работы на холостом ходу. В этот период регулируется предохранительный клапан и устраняются пропуски воздуха.

Перед опробованием агрегатов и механизмов на холостом ходу проверяют:

правильность монтажа воздушных магистралей, подсоединения воздушных вертлюжков, кранов управления пневматическими муфтами и опробуют включение и выключение пневматических муфт всех агрегатов;

безотказность срабатывания всех блокирующих устройств, предусмотренных схемами, а также блокировку пневматических муфт включения «быстрых» и «тихих» скоростей лебедки;

запуск силовых агрегатов и их работу на холостом ходу и управление ими с поста бурильщика;

наличие смазки во всех агрегатах и емкостях, работоспособность систем смазки;

наличие воды в системах охлаждения дизелей, редукторов, гидротормоза и правильность ее циркуляции;

правильность монтажа электрооборудования и соответствие направления вращения электродвигателей.

После этого приступают к опробованию привода. Агрегаты привода с ДВС прокручивают каждый в отдельности в течение 1 ч. Убедившись в их нормальной работе отдельно, можно начинать опробование при совместной работе. Для этого регулируют подачу топлива так, чтобы все двигатели в отдельности работали с одной и той же частотой, после чего блокируют регуляторы подачи топлива.

В процессе опробования агрегатов с групповым электроприводом сначала прокручивают каждый электродвигатель, а затем все вместе. Убедившись, что силовые агрегаты работают нормально, можно приступить к опробованию с суммирующими трансмиссиями. Если привод работает нормально, то опробуют буровую лебедку без каната. При этом проверяют правильность работы и включения пневматических муфт, легкость переключения передач, включение вспомогательного тормоза, регулятора подачи долота, срабатывание всех блокировок. Все замеченные недостатки и неисправности должны быть устранены. После этого испытывают вращение ротора на всех частотах вращения на холостом ходу.

Буровые насосы прокручивают на холостом ходу, но с буровым раствором, при этом все запорные вентили должны быть открыты, а буровой раствор сбрасывается в резервуары. Клиновые ремни привода насосов должны работать с одинаковым натяжением. Трансмиссии и агрегаты должны работать с равномерным несильным шумом без ударов и заедания; замеченные ненормальности необходимо устранить.

После испытаний на холостом ходу всех агрегатов проводят осмотку талевого системы с крюком, затем несколько раз поднимают и спускают талевый блок без нагрузки на крюке и проверяют работу конечного выключателя. Комплекс механизмов АСП, ключи АКБ-ЗМ и пневматический клиновой захват опробуют под нагрузкой в соответствии с инструкцией завода-поставщика.

Если новая буровая установка проработает 72 ч без отказов, то она считается сданной в эксплуатацию, о чем делаются соответствующие записи в журнале и ее паспорте.

При повторных монтажах установки на новой точке бурения все работы проводят в меньшем объеме.

§ 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И НЕИСПРАВНОСТЕЙ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Цель визуального обследования и диагностики оборудования буровой установки — определить изменение эксплуатационных характеристик и состояние функционирования, обнаружить дефекты и неисправности оборудования. Под технической диагностикой понимается процесс определения технического состояния объекта с определенной точностью при использовании различных средств диагностики. Последняя позволяет с достаточной точностью и достоверностью выявить без демонтажа или разборки состояние агрегатов или машин, проверить эксплуатационные характеристики, установить потребность в техническом обслуживании. Диагностика дает возможность прогнозировать оставшийся ресурс до отказа, содействует продлению сроков службы оборудования, сокращает излишние затраты и объем восстановительных работ при техническом обслуживании и предупреждает аварии с оборудованием.

При диагностике используются различные методы определения состояния оборудования, его параметров функционирования.

П а р а м е т р ф у н к ц и о н и р о в а н и я — качественная мера, характеризующая свойство системы, а его значение — количественная мера.

Критерии контролируемых параметров:

изменение геометрических размеров деталей вследствие износа (например, тормозных шкивов и колодок ленточных тормозов буровых лебедок; внутреннего диаметра и профиля желоба шкивов талевого системы), диаметра талевого каната, штока бурового насоса, замков бурильных труб и др.;

величины люфтов и зазоров (например, в подшипниках турбобуров, опорах долот, в сочленениях тяг управления и др.);

стрела провисания ведомой струны цепной или клиноременной трансмиссий;

усталостные разрушения (например, число обрывов проволок в пряди талевого каната), разрушения пластин ролико-втулочных цепей, усталостные трещины в бурильных трубах и замках, ствола крюка и др.;

утечки жидкости вследствие негерметичности уплотняющих устройств (например, напорных сальников вертлюгов, штоков и поршней буровых насосов, сальниках гидротормоза, торцах буровых замков и др.);

биение и вибрации валов лебедки, карданных передач, ведомых струн клиновых рамней и цепных передач.

Критериями состояния для ДВС может быть мощность, частота вращения, к. п. д., удельный расход топлива и смазки, цвет выхлопных газов; для бурильных конических резьб замков —

снижение числа оборотов в 2—3 раза при креплении; о степени износа тормозной системы буровой лебедки можно судить по углу перемещения тормозного рычага и т. д.

Средства технической диагностики

Диагностика технического состояния оборудования может быть практической или технической.

Практическая диагностика в основном осуществляется органами чувств человека: определение состояния машины или механизма по звуку, световым явлениям (оптическим), вибрации, тепловым излучениям и запаху, что, по существу, является диагностическими сигналами, косвенно представляющими собой действительное состояние объекта.

Техническая диагностика осуществляется при помощи инструментов и приборов, характеризующих количественное изменение параметров, размеров, мощности, частоты вращения, температуры, давления, расхода жидкости или газа, топлива, смазки или бурового раствора, частоты и амплитуды звука, размеров колебания и биения, концентрации продуктов износа в смазке.

Систематически наблюдая за состоянием при функционировании агрегатов и машин и их наработке, обслуживающий персонал, используя практическую диагностику, должен уметь выявить качественные отклонения технического состояния машины и решить вопрос об использовании технических средств для контроля параметров, после чего установить необходимость технического обслуживания или восстановительных работ.

В качестве технических средств для диагностики и определения количественных параметров применяют:

концевой измерительный инструмент — линейки, штангенциркули, микрометры, нутромеры, щупы, калибры-пробки и калибры-скобы для измерения линейных размеров;

электронную или механическую аппаратуру — вольтметры, амперметры, ваттметры, тахометры, секундомеры, торсиографы, динамометры для измерения электрических и механических параметров;

пьезоэлектрические, тензометрические и механические манометры, термометры, виброметры и вибрографы, биметаллические пластины, цветоменяющиеся краски, светоскопы для измерения давления, температуры, вибраций и биения и других параметров.

Основные требования к средствам диагностики и контроля параметров — обеспечение достаточной точности замеров, удобство и простота использования и надежность работы в полевых условиях, практически на открытом воздухе, при минимальных затратах времени. Поскольку условия эксплуатации буровых

установок весьма разнообразны, то методы диагностики, аппаратура и инструменты могут быть различны. Часто используемые инструменты должны быть всегда на буровой, а редкоприменяемые — у механика и энергетика.

§ 5. ОРГАНИЗАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ УСТАНОВОК

Под организацией технического обслуживания понимают совокупность работ по обслуживанию и ремонту бурового оборудования, обеспечивающих оптимальные затраты труда, средств и материалов. Любая технологическая операция включает объект обслуживания, средства выполнения (оборудование и ремонтный инструмент), материалы и исполнителей работ. Организацию обслуживания и ремонта осуществляет служба механика, а выполнение работ по техническому обслуживанию проводит в процессе проводки скважины персонал буровой бригады и дежурный персонал служб механика и энергетика. Результаты технического обслуживания и восстановительных работ заносятся в журнал или паспорт оборудования.

Один из методов повышения эффективности технического обслуживания и снижения затрат на него — разработка и применение типовой технологии технического обслуживания и ремонта. Выполняя организационную подготовку технического обслуживания, необходимо установить пути наиболее эффективного выполнения предусмотренных операций.

Материальное обеспечение ТО оборудования сводится к своевременному и полному обеспечению в соответствии с нормативами запасными частями, комплектующими изделиями и материалами. Это одно из наиболее важных звеньев ТО.

Буровые установки работают в большинстве случаев вдали от заводов-изготовителей оборудования и запасных частей, а отсутствие этих элементов может привести к длительным остановкам бурения. Например, отсутствие запасных клапанов, поршней или цилиндрических втулок буровых насосов или сальников вертлюга может не только привести к простоям, но и вызвать осложнения в стволе скважины и аварии. Поэтому, естественно, на буровой должен быть достаточный запас быстроизнашивающихся элементов, но надо иметь в виду, что сверхнормативный запас ведет к непроизводительным материальным затратам. Поэтому на буровых предприятиях должен быть организован постоянный анализ опыта эксплуатации и технического обслуживания оборудования с тем, чтобы исключить излишние запасы, но в то же время обеспечить бесперебойное ведение работ.

Инструмент и оборудование для ТО буровых установок

Для обеспечения ТО на буровой необходимы универсальный и специальный инструмент и приспособления.

Универсальный слесарный инструмент: гаечные ключи, пасатижи, отвертки, зубила, секачи, молотки, кувалды, напильники, ножевки, трубные ключи, цепные ключи, тиски, лом и др. Необходимо иметь также универсальные съемники для подшипников, звездочек, стяжки для многорядных втулочно-роликовых цепей, гидравлический домкрат большой грузоподъемности.

Специальный инструмент и приспособления такие как съемники седел клапанов буровых насосов и поршней, приспособление для центровки шинно-пневматических муфт, шаблоны для контроля прямых и радиусных участков тормозных лент лебедки, приспособление для резки талевых канатов, захват для установки цилиндрических втулок насоса, приспособления для съема пальца ползуна и для сборки эксцентриковых валов насосов и др.

Все инструменты и приспособления необходимо поддерживать в исправном состоянии, хранить в определенном порядке в легкодоступном месте на буровой. После употребления инструмент и приспособления следует очистить от грязи, смазать и уложить на свое место, чтобы не терять времени на его поиски в случае надобности.

Контрольные вопросы к гл. XV

1. Роль и значение технического обслуживания бурового оборудования в процессе проводки скважины.

2. Надежность бурового оборудования и влияние на нее качества технического обслуживания.

3. Система технического обслуживания буровой установки.

4. Работоспособность и готовность бурового оборудования и методы их поддержания.

5. Что называется отказом, их виды и причины.

6. Состав и порядок проведения работ по поддержанию технического состояния буровой установки.

7. Виды стратегий технического обслуживания и ведения восстановительных работ для поддержания технического состояния бурового оборудования.

8. Технические средства диагностики бурового оборудования.

9. Организация технического обслуживания оборудования буровых установок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Алексеевский Г. В.* Буровые установки Уралмашзавода. — М., Недра, 1981.
2. *Баграмов Р. А.* Буровые машины и комплексы. — М., Недра, 1988.
3. *Буровые установки для разведочного бурения на нефть и газ.* — ЦИНТИхимнефтемаш. — М., 1984.
4. *Забойные винтовые двигатели для бурения/М. Т. Гусман, Д. Ф. Балденко, А. М. Кочнев, С. С. Никомаев.* — М., Недра, 1981.
5. *Ильский А. Л., Миронов Ю. В., Чернобыльский А. Г.* Расчет и конструирование бурового оборудования. — М., Недра, 1985.
6. *Лесецкий В. А., Ильский А. Л.* Буровые машины и механизмы. — М., Недра, 1980.
7. *Лобкин А. Н.* Обслуживание и ремонт буровых установок. — М., Недра, 1985.
8. *Малышев Д. Г.* Регулирование турбобуров. — М., Недра, 1976.
9. *Палашкин Е. А.* Справочник механика по глубокому бурению. — М., Недра, 1981.
10. *Серета Н. Г., Соловьев Е. М.* Бурение нефтяных и газовых скважин. — М., Недра, 1988.

- Агрегат спуско-подъемный 100
 — реактивно-турбинный 322
 — силовой с ДВС 242
 — цементировочный 374
 Аккумулятор гидравлический 309
- Блок очистки раствора 367
 — для приготовления раствора 373
 — талевый, конструкция 81
 — — характеристика 95
- Вал ведущий ротора 130
 — карданный 270
 — коренной насоса 190
 — подъемный лебедки 106
 — тормозной лебедки 108
 — трансмиссионный насоса 190
 Вертлюг, конструкция 225
 — расчет 229
 — эксплуатация 232
 Вертлюжок пневматический 291
 Вибросито 367
 Винтовой двигатель, конструкция 334
 — — расчет и характеристика 337
 Втулка цилиндрическая насоса 195
 — уплотнение 198
 Выключатель конечный 294
 Вышка буровая 44
 — — башенная 46
 — — мачтовая 48
 — — нагрузки 49
 — — соединительные элементы 62
- Гидропередачи буровых установок 275
 Гидропривод объемный 280
- Гидроциклон для очистки раствора 369
- Давление на выходе насоса 168
 — размах колебаний 178
 Двигатели внутреннего сгорания 239
 — забойные 313
 — пневматический ключа 156
 Дегазатор бурового раствора 371
 Дефект 377
 Диагностика техническая 384
 Долговечность 379
- Захват многозвенный для труб 147
- Илоотделитель гидроциклонный 369
 Инструмент буровой 142
- Канат талевый 76
 — — расчет 79
 — — характеристика 77
 Клапаны насоса 201
 Клинья роторные пневматические 291
 — ручные 147
 Ключ буровой автоматический АКБ-3М2 153
 — — — характеристика 157
 — — машинный для труб 152
 — — подвесной ПБК-3 157
 Количество движения 219
 Колодки тормозные 113
 Колонна бурильная 171
 — промежуточная 165
 Компенсатор пневматический 171

- — высокого давления 215
 — — низкого давления 214
 Комплекс буровой 8
 — механизмов АСП 159
 Компрессор пневмоуправления 296
 Кондуктор 171
 Коробка перемены передач 273
 — гидравлическая 195
 Коэффициент гидравлических сопротивлений 168
 — готовности 377
 — объемной подачи 175
 — приспособляемости ДВС 236
 — сжимаемости жидкости 175
 — технического использования 378
 — трения колодок тормоза 113
 — механический 203
 Коэффициент полезного действия 72
 — — — насосного агрегата 203
 — — — привода 203
 — — — талевой системы 72
 — — — турботрансформатора 278
 Кран-балка 20
 Краны пневматического управления 286
 Кронблок 81, 82
 Крюк буровой 84
 Крюкоблок 84
- Лебедка буровая 95
 — — вспомогательная 95
 — — основные расчеты 119
 — — техническая характеристика 99
 — — эксплуатация 125
 Лента тормозная 109
 Лестница вышки 61
- Манifold нагнетательный 211
 Маслоотделитель 299
 Механизм крепления талевого каната 90
 — кривошипно-ползунный 179, 176
 — переноса свечей АСП 150
- — подъема свечей АСП 149
 Мешалка гидравлическая 373
 Монтаж и транспортировка буровых установок 37
 Мостки 8, 61
 Мощность полезная насоса 202
 — привода 202
 Муфты постоянные 269
 — пневматические 267
 — — расчет 268
 — — характеристика 269
 — сцепления 265
 — электромагнитные 117
- Нагрузки на талевый блок и крюк 70
 Надежность 12
 Насос буровой поршневой 182
 — — — двустороннего действия 183
 — — — конструкции 184
 — — — монтаж и обвязка 211
 — — — основные характеристики 167
 — — — принцип действия 173
 — — — трехпоршневой одностороннего действия 183
 — — — технические требования 182
 — — — типы 183
 — — условия эксплуатации 181
 Насос плунжерный 182
 — центробежный 216
 — — теория 217
 Неисправность 377
 Номограмма для определения потерь давления в трубах 169
- Оборудование для герметизации устья скважины 351
 — — — при бурении на море 360
 — — — схемы 352
 — — — уход и эксплуатация 363
 Оборудование для очистки раствора 366

— приготовления бурового и цементного растворов 373
— циркуляционной системы 166
Обслуживание бурового оборудования 379
— — — организация работ 385
— — — порядок работ 381
Операции спуско-подъемные 141
Опора главная ротора 130
— коренного вала насоса 192
— турбобура 316
Органы системы управления 285
Основание вышки и ротора 54
— — — параметры 55
Отказ 377

Передача зубчатая насоса 191
— клиноремная 258
— цепная 254
Пескоотделитель 369
Подача насоса действительная 175
— — идеальная 174
— — мгновенная 177
— — неравномерность 178
— — средняя 8, 61
Подсвечник 150
Пол буровой 21
Ползун (крейцкопф) 193
Поршень бурового насоса 198
Потери давления в напорной линии 168
Превентор вращающийся 361
— — морского бурения 362
— плащечный 353
— универсальный 360
Приспособление для крепления каната 89
Привод буровой установки 234
— — — классификация 235
— — — конструкции 249
— — — требования 236
Привод с ДВС 239
— — газотурбинный 243
— с электродвигателями 244

Пульт бурильщика 305
— управления 304
Пята вертлюга 228

Работоспособность 378
Расчет буровых насосов 202
— кривошипно-шатунного механизма насоса 207
— момента привода насоса 205
— ротора 133
— штока насоса 206
Ремни клиновые 258
— — размеры 261
— — расчет 261
Резервуар воздушный 300
— — расчет 301
Ротор, устройство 129
— — параметры 134
— подшипники 135
— расчет 133
— эксплуатация 139
Рукав буровой 231
Рычаг тормозной 108, 123

Сальники штоков насосов 200
— вертлюга 226
Система сливная раствора 165
— талевая 70
— — техническая характеристика 74
— — эксплуатация 92
Система телеметрическая электробура 348
токопровода к электробуру 346
тормозная лебедки 108
Система управления буровой установки 281
— — механическая 285
— — пневматическая 286
Скорость движения крюка 17
— вращения стола ротора 17
— вращения коренного вала насоса 176

Соединение контактное электробура 347
Сооружения и металлические конструкции для бурения на континенте 43
— на море 65
— монтаж и транспортировка 63
— устойчивость 59
Станция компрессорная 296
— управления электроприводом 296
Стеллажи для труб 24
Стойка манифольда 24, 212
Суда буровые 65
Схема воздухообеспечения 295
— кинематическая лебедки 104
— буровой установки 30
— питания электродвигателей 249
— расположения вертлюга 223
— управления 302
— оборудования для герметизации 308
— циркуляции раствора 166

Токоподвод к электробуру 346
Тормоз ленточный лебедки 108
— — — конструкция 110
— — — расчет 122
— — — эксплуатация 126
— регулирующий 113
— — гидродинамический 113
— — — расчет тепловой 124
— — электродинамический 116
— — электродинамический порошковый 117
Трансмиссия буровой установки 253
— — — суммирующая 250
Трубопровод всасывающий 211
— напорный 211
Турбобур 314
— классификация 317
— регулирование 330
— техническая характеристика
Турбодолото 320
Турбомуфта 275
Турботрансформатор 277
— комплексный 279

Укрытия буровой 62
Уплотнение быстросъемное вертлюга 226
— втулок цилиндрических 198
— клапанов 201
— штоков 200
Управление дистанционное 286
— — превенторной установкой 307
— — гидравлическое 308
Ускорение крюка 71
— поршня насоса 177
Установка буровая для глубокого бурения 15, 29
— кустового бурения 27
— — структурно-поисковых скважин 33
Устройство управляющее 286

Характеристики ДВС 241
— электродвигателей 245

Центратор свечей АСП 161
Центрифуга для очистки раствора 369
Цепи для приводов буровых установок 254
— допустимая частота вращения звездочек 255
— расчет передач 254
— смазка 258
Цикл ремонтный 379
Цилиндр пневматический тормоза 111

Часть гидравлическая насоса 194
— трансмиссионная насоса 190
Челюсти трубного ключа 155

Шкив талевой системы 88
Шток поршня насоса 199

— промежуточный насоса 199
Штрупы подъемной системы 148

Элеватор автоматический для АСП
144
— корпусной ЭК 142

Электробур 341
— техническая характеристика 346
— устройство 342
— эксплуатация 349
Электродвигатели буровых установок
244
— асинхронные 246
— постоянного тока 247
— синхронные 246

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
§ 1. Краткие сведения о развитии нефтяной и газовой промышленности в СССР	3
§ 2. Отечественное буровое машиностроение в довоенный период	3
§ 3. Создание бурового оборудования в послевоенные годы	4
Глава I. Буровые установки	8
§ 1. Общие сведения	8
§ 2. Основные требования к буровым установкам	12
§ 3. Классификация буровых установок	14
§ 4. Установки для бурения скважин глубиной 1000—5000 м	15
§ 5. Установки для кустового бурения	27
§ 6. Установки для бурения скважин глубиной 6500, 8000 и 12 500 м	29
§ 7. Установки для бурения структурно-поисковых скважин	33
§ 8. Монтаж и транспортировка буровых установок	37
§ 9. Выбор класса установки	41
Контрольные вопросы к гл. I	42
Глава II. Сооружения и металлические конструкции буровых установок	43
§ 1. Назначение и типы конструкций	43
§ 2. Буровые вышки, устройство и параметры	44
§ 3. Нагрузки, действующие на вышку	49
§ 4. Основания	54
§ 5. Нагрузки, действующие на основание вышки	56
§ 6. Устойчивость буровых сооружений	58
§ 7. Элементы металлических конструкций	61
§ 8. Монтаж и транспортировка буровых сооружений	63
§ 9. Сооружения для бурения скважин на море	65
Контрольные вопросы к гл. II	69
Глава III. Талевая система	69
§ 1. Назначение, схемы и устройство	69
§ 2. Стальные талевые канаты	76
§ 3. Кронблоки и талевые блоки	80
§ 4. Буровые крюки и крюкоблоки	84
§ 5. Приспособления для крепления и навивки каната	89
§ 6. Эксплуатация талевых систем	92
Контрольные вопросы к гл. III	95
Глава IV. Буровые лебедки	95
§ 1. Назначение, устройство и конструктивные схемы	95
§ 2. Конструкции лебедок и спуско-подъемных агрегатов	100

§ 3. Механизмы и сборки буровых лебедок	106
§ 4. Основные расчеты лебедки	119
§ 5. Эксплуатация буровых лебедок	125
Контрольные вопросы к гл. IV	128
Глава V. Роторы	129
§ 1. Назначение и устройство	129
§ 2. Конструкции роторов и их элементов	131
§ 3. Расчет роторов	133
§ 4. Монтаж и эксплуатация роторов	139
Контрольные вопросы к гл. V	141
Глава VI. Инструмент и механизмы для спуско-подъемных операций	141
§ 1. Процесс спуско-подъемных операций	141
§ 2. Инструмент для захвата, подъема и переноса труб и свечей	142
§ 3. Устройства для свинчивания и развинчивания труб	151
§ 4. Оборудование для механизации и автоматизации СПО	159
Контрольные вопросы к гл. VI	164
Глава VII. Буровые насосы и оборудование циркуляционной системы	165
§ 1. Функции и схема циркуляционной системы	165
§ 2. Основные характеристики насосов	167
§ 3. Принцип действия поршневого насоса	173
§ 4. Условия эксплуатации буровых насосов	181
§ 5. Типы буровых насосов	183
§ 6. Конструкции насосов и их элементов	184
§ 7. Расчет насосов и их элементов	202
§ 8. Монтаж и обвязка насосов	211
§ 9. Элементы нагнетательного манифольда	212
§ 10. Центробежные насосы	216
Контрольные вопросы к гл. VII	222
Глава VIII. Вертлюги и буровые рукава	222
§ 1. Назначение и схемы	222
§ 2. Конструкции вертлюгов	225
§ 3. Расчет деталей вертлюга	229
§ 4. Буровые рукава	231
§ 5. Эксплуатация вертлюгов и буровых рукавов	232
Контрольные вопросы к гл. VIII	234
Глава IX. Приводы буровых установок	234
§ 1. Основные определения	234
§ 2. Требования к приводам буровых установок	236
§ 3. Мощность двигателей привода бурового оборудования	238
§ 4. Привод с ДВС	239
§ 5. Электропривод буровых установок	244
§ 6. Конструкции приводов буровых установок	249
Контрольные вопросы к гл. IX	253

Глава X. Трансмиссии буровых установок	253
§ 1. Элементы трансмиссий буровых установок	253
§ 2. Муфты сцепления	265
§ 3. Коробки перемены передач	273
§ 4. Гидропередачи буровых установок	275
Контрольные вопросы к гл. X	281

Глава XI. Системы управления буровыми установками	281
§ 1. Виды, требования и характеристики	281
§ 2. Органы систем управления	285
§ 3. Системы воздухообеспечения пневматического управления	295
§ 4. Определение количества воздуха, необходимого для управления установкой	300
§ 5. Система пневматического управления буровой установкой	302
§ 6. Пульты управления	304
§ 7. Система управления оборудованием для герметизации устья скважины	306
Контрольные вопросы к гл. XI	313

Глава XII. Зайонные двигатели	313
§ 1. История развития	313
§ 2. Турбобуры	314
§ 3. Характеристика турбобура	322
§ 4. Нагрузка на осевую опору турбобура	329
§ 5. Эксплуатация турбобуров	332
§ 6. Винтовые гидравлические двигатели	334
§ 7. Электробуры	341
Контрольные вопросы к гл. XII	351

Глава XIII. Оборудование для герметизации устья скважины	351
§ 1. Схемы оборудования для герметизации устья скважины	352
§ 2. Устройство и принцип действия превенторов	353
§ 3. Оборудование устья скважины при бурении с плавучих платформ	360
§ 4. Эксплуатация оборудования для герметизации устья скважины	363
Контрольные вопросы к гл. XIII	365

Глава XIV. Оборудование для циркуляции, очистки и приготовления буровых и цементных растворов	365
§ 1. Комплекс оборудования циркуляционных систем	366
§ 2. Оборудование для очистки бурового раствора	366
§ 3. Оборудование для приготовления растворов	373
§ 4. Цементировочные агрегаты	374
Контрольные вопросы к гл. XIV	376

Глава XV. Техническое обслуживание и ремонт бурового оборудования	376
§ 1. Эксплуатация и надежность бурового оборудования	376
§ 2. Поддержание работоспособности и готовности бурового оборудования	378

§ 3. Состав и порядок проведения работ по поддержанию технического состояния оборудования	381
§ 4. Определение технического состояния и неисправностей бурового оборудования	383
§ 5. Организация технического обслуживания оборудования установок	385
Контрольные вопросы к гл. XV	386
Список литературы	387
Предметный указатель	388

Ильский А. Л., Шмидт А. П.

И 45 Буровые машины и механизмы: Учебник для техникумов. — М.: Недра, 1989 — 396 с.: ил.

ISBN 5-247-01156-2

Описаны буровые установки, вышки, забойные двигатели, силовые приводы, оборудование для спуско-подъемных операций, вращения буровой колонны, прокачивания бурового раствора, герметизации скважин, приготовления и очистки раствора и цементирования обсадных колонн. Рассмотрены назначение оборудования, выполняемые им функции, схемы, конструкции. Приведены методы расчета основных параметров.

Для студентов нефтяных техникумов, обучающихся по специальности «Бурение нефтяных и газовых скважин», «Техническое обслуживание и ремонт оборудования нефтегазовых промыслов».

И 2503010300—378
043(01)—89 21—89 — Св. план для сред. спец. уч. завед. **ББК 33.131**