

622  
Л 501  
622.24

---

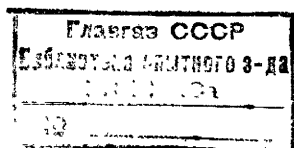
В. А. Лесецкий, А. Л. Ильский

# БУРОВЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

---

Издание второе,  
переработанное и дополненное

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



МОСКВА «НЕДРА» 1980

6042

УДК (622.24.05+622.242)(071.2)

Лессцкий В. А., Ильский А. Л. Буровые машины и механизмы: Учебник для техникумов.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Недра, 1980. 391 с.

Во втором издании учебника (1-е изд.— 1968) описаны новое современное буровое оборудование и механизмы: буровые установки, вышки, талевая система, лебедки, вертлюги, роторы, насосы, силовые приводы, противовыбросовое оборудование, турбобуры, электробуры, оборудование для приготовления и очистки растворов, для цементирования скважин. Рассмотрены их схемы, устройство, принцип работы, монтаж и эксплуатация. Приведены необходимые расчеты.

Учебник предназначен для учащихся нефтяных техникумов, а также может быть полезен для механиков и техников буровых предприятий.

Табл. 41, ил. 189.

Рецензенты:

Дрогобычский нефтяной техникум; Н. Н. Самохвалов — начальник Управления главного механика Мингазпрома.

---

## ВВЕДЕНИЕ

---

### § 1. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О РАЗВИТИИ НЕФТЯНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ В СССР

Бурение нефтяных скважин в царской России производилось ударным способом — канатным в Грозненском и Кубанском районах и штанговым в Бакинском и других районах.

Буровая установка для ударного бурения обычно изготовлялась из дерева на месте ее монтажа (вышка, балансир, стойка балансира, канатная и талевая приводные системы). Металлическими были только талевая система, тартальный барабан, предназначенный для подъема выбуренной породы из скважины, и двигатели — паровая машина или двигатель внутреннего сгорания. Установленная мощность двигателей находилась в пределах 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 добыто 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 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 и второе место по добыче газа.

Эти большие успехи достигнуты благодаря усилиям машиностроителей, создавших и обеспечивших нефтяную и газовую промышленность современной буровой техникой для бурения скважин практически на любую глубину.

## **§ 2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РАЗВИТИИ ОТЕЧЕСТВЕННОГО БУРОВОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ**

Отечественное буровое машиностроение зародилось в России еще до национализации нефтяной промышленности. Однако в дореволюционный период это были небольшие мастерские по изготовлению бурильного инструмента и частные заводы, изготовлявшие 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 для нефтяной промышленности в эти же годы в Баку создается Институт нефтяного оборудования (ИНО). Позже в Москве был создан Нефтемаш-проект.

Первое советское буровое оборудование, созданное ИНО, изготовляли бакинские и грозненские заводы. К числу этого оборудования относились: лебедки ЛМ2-2, Л1-4, Л1-4М, Л4-760, буровые насосы ИНО, НГ8-16, роторы открытого типа, Р700-Ш1, Р700-Ш2, редукторы РД-1, РД-2, гидродинамический тормоз ГТ1-915, талевая система на нагрузки 0,75 и 1,3 МН, вертлюги на нагрузки 0,75; 1,3 и 1,5 МН, индивидуальные роторные приводы (ПИР), превенторы на давление 7,5 МПа, глиномешалки, вибросита, вышки высотой 41 м, цементирувочные агрегаты ЦА-80 и другое оборудование, обеспечивающее бурение скважин до глубины 3000 м.

В 1935—1940 гг. усиливаются работы по созданию новых видов бурового оборудования и инструмента. Создаются и выпускаются шарошечные долота, турбобуры, первые установки 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, на заводах, выполнявших военные заказы, была начата подготовка к переходу на выпуск оборудования для мирного времени. Заказы на изготовление нефтяной техники были размещены более чем на 50 заводах других отраслей промышленности.

Производство комплексных буровых установок в 1944 г. было поручено одному из лучших заводов страны — Уралмаш-заводу. Позже, в 1957 г., к выпуску буровых установок на меньшие нагрузки был привлечен завод «Баррикады». Впоследствии он стал заводом бурового оборудования.

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. был организован серийный выпуск установок Уралмаш 5Д, 6Э, 3Д, и 4Э для бурения скважин на глубины 3000 и 5000 м как с дизельным, так и с электрическим приводом. На всех этих установках впервые в СССР было применено дистанционное управление. Эти установки сыграли большую роль в деле развития нашей нефтяной и газовой промышленности. Уралмаш 3Д и 4Э в течение почти 30 лет составляли основной парк буровых установок Советского Союза. Значительное число этих установок отправлено за пределы нашей Родины.

В состав комплекта установки, поставляемого Уралмашзаводом, входят: лебедка, талевая система, ротор, вертлюг, насосы, привод (для 3Д — дизельный, для 4Э — электрический), пневмоуправление, пульта управления, дизель-генераторные станции, компрессоры, детали общей сборки. Для укомплектования установок вышками, основаниями, укрытиями, оборудованием для приготовления и очистки раствора привлечены другие заводы и главным образом заводы Министерства химического и нефтяного машиностроения.

С 1964 г. Уралмашзавод начал выпускать комплексные 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 БУ-4000, БУ-5000 и БУ-6500. Однако первые две из них не выдержали промышленных испытаний и не были приняты к серийному производству. Установки БУ-6500 были приняты к серийному производству с некоторой переработкой отдельных узлов.

В 1968 г. завод выпустил две установки БУ-8000 с дизель-электрическим (300ДЭ) и электрическим приводами (300Э) 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 (БУ-15 000). Вторая такая установка была выпущена заводом в 1976 г. Обе в настоящее время находятся в эксплуатации. С помощью одной из них в 1979 г. была достигнута самая большая в мире глубина скважины (более 10 тыс. м).

В послевоенный период в СССР широкое распространение получил крупноблочный монтаж бурового оборудования. Этот 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 благоприятных условиях местности позволяет резко сокращать 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 г. Уралмашзавод выпустил опытную партию таких установок с параметрами по ГОСТ 16293—70 БУ-4000ДГУ, БУ-4000ЭУ, БУ-5000ДГУ и БУ-5000ЭУ, которые прошли промышленные испытания и рекомендованы к серийному производству.

В 1977 г. выпущена опытная партия буровых установок БУ-6500 как с дизельным, так и с электрическим приводом. Эти установки предназначены для бурения скважин до 6500 м и в настоящее время работают на площадях объединения Грознефть. С 1977 г. завод работает над созданием буровых установок БУ-3000 для кустового бурения, для заболоченных районов Западной Сибири и для бурения в море.

С 1958—1960 г. Всесоюзное Производственное объединение (ВПО) «Баррикады» начало выпускать комплексные буровые установки для бурения скважин на глубину до 2000 м (БУ-75БрД и БУ-75БрЭ), а с 1967 г. — на глубину до 2500 м (БУ-80БрД и БУ-80БрЭ1). С 1976 г. завод приступил к разработке установок БУ-2500 универсальной монтажеспособности, а также установок для кустового бурения. Этот завод проводит большие работы по созданию превенторных установок, в том числе для монтажа их на различных глубинах моря.

Оборудование, выпускаемое ВПО «Баррикады», играет важную роль в развитии нефтяной и газовой промышленности в стране, так как буровые установки этого объединения работают в наиболее перспективных районах, дающих основной прирост добычи нефти.

В настоящее время более половины объема бурения выполняется установками ВПО «Баррикады», а в конце десятой пятилетки с помощью этих установок будет буриться 62—65% скважин.

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,

а б л и ц а

Максимальные параметры	Годы		
	1945	1978	Увеличение, раз
Нагрузка на крюк, МН	1,3	4,0	3
Глубина бурения, м	3000	15 000	5
Мощность привода, кВт	450	4000	9
Мощность насоса, кВт	220	1100	5
Давление насоса, МПа	10	40	4
Число типов одновременно выпускаемых комплексных установок	2	14	7

гусеничные тележки), Ижевский механический (ключи для труб АКБ-3М).

Изменение параметров установок, происшедшие за последние 33 года, показано в таблице.

### § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

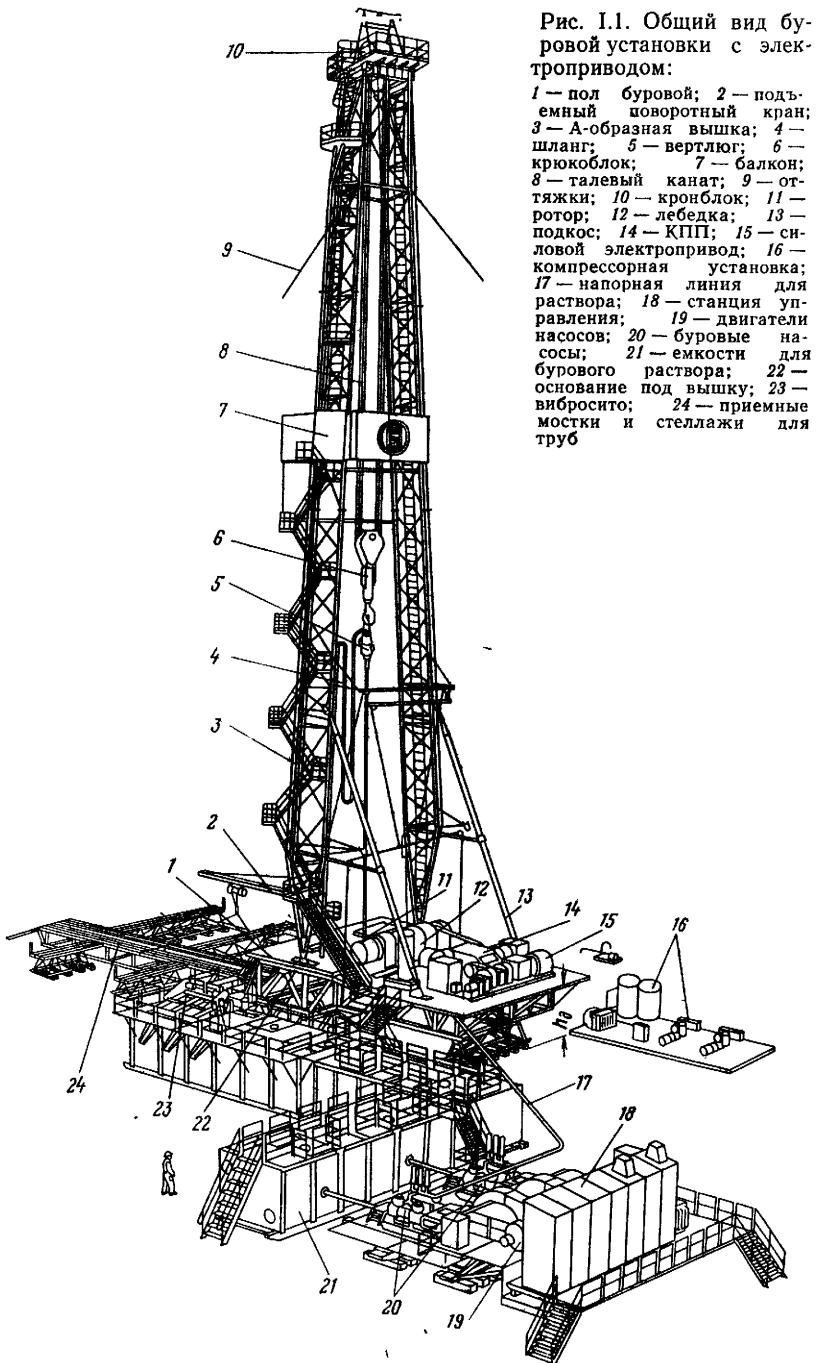
Бурение скважин представляет собой совокупность взаимосвязанных последовательных процессов — спуск долота в скважину на бурильных трубах, разрушение долотом горной породы на забое при одновременном подъеме ее на поверхность буровым раствором, закачиваемым через бурильные трубы в скважину, подъем долота после его сработки для замены новым. После спуска в скважину бурильной колонны с новым долотом процесс буровых работ 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 спускают эксплуатационную колонну.

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

Состав комплекта установки, габаритные размеры, масса, способ транспортировки и монтажа зависят от назначения и проектной глубины скважины, способа разрушения породы на забое, типов приводов и ряда других факторов, в том числе климатических и дорожных.

На рис. I.1 показан общий вид буровой установки, выпускаемой заводом «Баррикады», смонтированной на металлических основаниях. Эта компоновка не является единственно возможной. В настоящее время выпускаются установки с другими техническими решениями. Значительно (до 7 м) увеличивается высота основания вышечного блока, лебедка опускается на более низкую отметку (на уровне сидового блока), двухцилиндровые поршневые насосы двустороннего действия будут заменены в ряде случаев быстроходными трехцилиндровыми одностороннего действия с подпорными центробежными насосами, установки для бурения скважин глубиной более 3000 м в большинстве случаев будут оснащаться механизмами АСП, облегчающими труд рабочих при спуско-подъемных операциях. Все это

Рис. 1.1. Общий вид буровой установки с электроприводом:



изменяет компоновку оборудования и его отметки по высоте.

В состав любой современной буровой установки входит следующее оборудование.

*Сооружения и металлические конструкции буровых установок, являющиеся как бы каркасом всей установки:*

буровая вышка 3, устанавливаемая над устьем скважины и предназначенная для выполнения спуско-подъемных операций (СПО) и удержания бурильной колонны при бурении или обсадных труб при креплении скважины;

основание под вышку 22 (высечный или высечно-лебедочный блок), предназначенное для установки и закрепления на нем вышки, основной и вспомогательной лебедок, ротора, бурового ключа АКБ-3М, механизма крепления неподвижного конца талевого каната и подсвечников для установки бурильных труб (свечей) при спуско-подъемных операциях; на это основание укладывается деревянный или металлический (из рифленого железа) пол 1;

основание силового привода и в отдельных случаях основной лебедки;

основание буровых насосов и их привода;

приемные мостки и стеллажи для укладки бурильных и обсадных труб 24; наклонные приемные мостки предназначены для затаскивания по их поверхности в буровую оборудования, инструмента, а также труб.

Укрытия различных конструкций и размеров предназначены для защиты рабочих и оборудования от атмосферных осадков, солнечных лучей, непогоды и холода (на рисунке не показаны).

*Буровая лебедка 12* является одним из основных агрегатов в комплекте буровой установки. Она предназначена для спуско-подъемных операций, удержания бурильных труб, спущенных в скважину в процессе бурения, и производства других операций.

*Талевая система* состоит из кронблока 10, установленного на верхней площадке вышки, крюкоблока 6, 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 полиспаст, кронблок которого является неподвижной частью, талевый блок и крюк составляют ее подвижную часть, а канат является гибкой связью между ними. Один конец каната — ходовой — закрепляется на барабане 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 ведущем конце каната, в результате чего значительно уменьшается его диаметр. Поэтому можно поднимать тяжелые бурильные и обсадные колонны массой до нескольких сот тонн.

*Вертлюг 5* имеет двойное назначение:

удерживать колонну бурильных труб, спущенных в скважину, в подвешенном состоянии, и давать возможность ей свободно вращаться вокруг своей оси в процессе бурения роторным способом;

обеспечивать подачу бурового раствора под давлением в бурильные трубы как при спокойном их положении, так и при вращении.

*Ротор 11* устанавливается над устьем скважины; он предназначен вращать при роторном бурении с помощью ведущей (квадратной) трубы 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 турбинном способе бурения, а также при бурении электробуром ротор препятствует вращению бурильных труб против часовой стрелки от действия реактивных моментов, возникающих на забое скважины при вращении долота.

При спуско-подъемных операциях ротор обеспечивает удержание всей спущенной в скважину колонны бурильных или обсадных труб как в процессе их развинчивания и свинчивания, так и в процессе спуска и подъема.

*Буровые насосы 20* являются одним из главных видов оборудования, входящего в состав любой буровой установки. От правильно подобранных насосов, от их надежности и долговечности во многом зависит успех вращательного бурения. Они предназначены для закачки бурового раствора в скважину. Давление, при котором работают насосы, зависит от глубины скважины, количества закачиваемого раствора, его вязкости и плотности, диаметра скважины и бурильных труб, диаметра отверстий в долоте. В течение ряда лет с целью увеличения производительности вращательного бурения наблюдается систематическое повышение давления буровых насосов. При бурении скважин глубиной до 4000 м роторным способом прогнозируется увеличить давление до 35 МПа. С внедрением гидромониторных долот при бурении ожидается повышение давлений до 50 МПа и более.

Буровой раствор из приемной емкости самотеком или с помощью подпорного насоса попадает в буровые насосы, которые через специальные манифольды нагнетают его через стояк, буровой шланг 4 в горловину вертлюга 5 и далее в ведущую трубу, бурильные трубы, и через отверстия в долоте раствор выходит в зону разрушения породы — на забой. От забоя поток раствора, насыщенный выбуренной породой, по кольцевому пространству между стенками скважины и бурильными трубами поднимается к устью, затем попадает в желоба и механизмы 23, предназначенные для очистки от выбуренной породы, восстановления его качества, затем снова направляется в приемную

емкость 21. Таким образом, с помощью насосов создается замкнутая циркуляция бурового раствора при бурении скважин. Обычно устанавливают два насоса. Однако когда это требуется, число насосов увеличивают до трех-четырех.

*Силовые приводы 15* существуют двух типов — дизельный и электрический<sup>1</sup>. Наиболее приемлемым и экономичным является электрический привод с двигателями трехфазного переменного тока. Однако из-за экономической нецелесообразности подвода электрической энергии к разведочным буровым, расположенным на большом расстоянии от источников электрической энергии (иногда многие десятки километров), используют автономный дизельный привод. Суммарная мощность современных буровых приводов достигает 3000 кВт. Приводы делятся на групповые, когда от общего привода обслуживаются лебедка, ротор и насосная установка, и индивидуальные, когда каждый из этих видов оборудования имеет собственный привод.

*Коробки перемены передач (КПП) 14* в настоящее время применяются в приводе лебедок, ротора, насосов цементировочных агрегатов. При использовании КПП можно ступенчато изменять частоту вращения ведомого вала и, как следствие этого, рационально использовать мощность силового привода.

*Редукторы*, понижающие частоту вращения исполнительных механизмов, широко применяются в буровой технике. Их устанавливают в силовом приводе между дизелями и трансмиссиями, в приводе лебедки У2-5-5, в приводе ротора (установка БУ-125ДГУ) и в другом оборудовании.

*Оборудование для приготовления и очистки бурового раствора* предназначено для создания циркуляции бурового раствора на поверхности, а самое главное — для приготовления раствора необходимых качеств, очистки его от выбуренной породы и дегазации, а также утяжеления. Таким образом, это оборудование можно разделить на две группы: 1) для приготовления бурового раствора и 2) для очистки раствора.

Высокое качество бурового раствора и соответствие его параметров условиям бурения имеют большое значение. При наличии в растворе значительного количества твердой фазы срок службы клапанно-поршневой группы насосов, особенно при высоких давлениях, сильно снижается, что вызывает большие простои. В связи с предстоящим внедрением новых быстроходных трехцилиндровых насосов очистка растворов приобретает еще большее значение.

В комплект буровых установок входят также ключ АКБ-3М, компрессоры, передвижные электростанции, грузовые краны и другие механизмы.

---

<sup>1</sup> На предприятиях Мингазпрома работает несколько установок с газотурбинным приводом.

## § 2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К БУРОВЫМ УСТАНОВКАМ

В Советском Союзе до последнего времени ведущим способом бурения являлся турбинный. Этим способом бурилось около 70% объема бурения. Турбинное бурение характеризуется высокими механическими скоростями и низкой проходкой на долото. Низкая проходка на долото значительно увеличивает число спуско-подъемных операций (СПО), особенно при глубоком бурении, поэтому большое внимание уделяется механизации и автоматизации СПО. Применение 53-м вышек дает возможность увеличить примерно в 1,5 раза длину свечей, а следовательно, сократить время, затрачиваемое на спуск и подъем долота для его замены.

В течение ближайших лет для увеличения производительности вращательного бурения предполагается систематически повышать давление бурового раствора и осевую нагрузку на долото. Прогнозируется дальнейшее увеличение этих параметров, особенно с внедрением гидромониторных долот. Опыт бурения скважин показывает, что основным направлением в повышении производительности вращательного бурения является оптимизация режимов буровых работ. Наиболее последовательная и полная оптимизация процессов бурения может быть осуществлена с учетом рационального выбора оборудования, инструмента и буровых растворов для бурения конкретной скважины.

Таким образом, к современным буровым установкам предъявляются следующие требования:

- полное соответствие основных параметров установки действующим ГОСТам и ОСТам;

- повышение надежности и долговечности;

- расширение диапазонов оперативного и плавного регулирования приводов ротора и насосов;

- обеспечение минимального времени на перевозку и монтаж оборудования;

- обеспечение минимального времени на спуско-подъемные операции, в том числе путем механизации этих трудоемких работ;

- установка высокой гидравлической мощности;

- удобство ремонта и замены вышедшего из строя оборудования или отдельных его узлов в процессе бурения скважины;

- простота обслуживания оборудования, т. е. легкий доступ к оборудованию, минимальное число индивидуальных точек смазки и типов смазочных материалов;

- соответствие существующим требованиям техники безопасности и промсанитарии в нефтяной и газовой промышленности и, в частности, величина шума не должна превышать 85 дБ;

- конструкция оборудования и сооружений буровой установки должна предусматривать возможность применения как дизель-

ного, так и электрического приводов, а также использования установок в различных геологических и природно-климатических условиях.

### § 3. КЛАССИФИКАЦИЯ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

В общем комплексе буровой техники вращательного бурения важное место занимает буровая установка. Большой диапазон по глубинам скважин, различие в их назначении, различные географо-климатические и геологические условия потребовали наличия оптимального числа типоразмеров буровых установок, которые определены ГОСТ 16293—70 с изменением № 2, утвержденным в 1977 г., и ОСТ 26-02-807—76 «Установки буровые для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Основные параметры». Таким образом, эти два документа определяют главные параметры современных буровых установок. От рациональности входящих в них параметров в значительной степени зависит соответствие вновь создаваемых установок современным требованиям бурения.

В этих документах регламентированы следующие основные параметры:  $Q$  — нагрузка на крюке, допускаемая в процессе проводки и крепления скважины, МН;  $L$  — условная глубина бурения скважины при массе 1 м бурильной колонны 30 кг, м.

Первый параметр измененного стандарта характеризует способность подъемного механизма установки, состоящего из буровой лебедки с приводом, талевого системы и вышки с основанием, воспринимать все виды вертикальных нагрузок от веса бурильной колонны, находящейся в скважине, обсадных труб, спускаемых в скважину, а также нагрузок, возникающих при ликвидации аварий и осложнений в скважине.

Второй параметр назван условным, потому что он относится к бурильной колонне весом 300 Н/м. Допускаемая глубина бурения скважины в каждом конкретном случае может быть уменьшена или увеличена по сравнению с «условной» в зависимости от типа и веса бурильных труб и компоновки бурильной колонны.

#### Основные параметры буровых установок по ГОСТ 16293—70:

$Q$ , МН . . . .	1,2	1,4	1,7	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0
$L$ , м . . . .	2000	2500	3000	4000	5000	6500	8000	10 000

Эти параметры обеспечивают запас допускаемой нагрузки системы, т. е. отношение допустимой нагрузки на крюке к наибольшему весу бурильной колонны в пределах от 1,67 до 2, что соответствует требованиям Госгортехнадзора СССР.

В табл. I.1 приведены величины параметров буровых установок по ОСТ 26-02-807—76.

Таблица 1.1

Параметры	Классы буровых установок							
	БУ-2000	БУ-2500	БУ-3000	БУ-4000	БУ-5000	БУ-6500	БУ-8000	БУ-10 000
Условная глубина бурения, м *	2000	2500	3000	4000	5000	6500	8000	10 000
Допустимая нагрузка на крюке, МН	1,2	1,4	1,7	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0
Расчетная мощность на валу лебедки, кВт	600	750	900	1200	1500	2150	2900	4000
Диаметр барабана лебедки, м	0,7	0,7	0,65	0,75	0,83	0,83	—	—
Скорость подъема крюка, м/с, не более	1,8	1,8	1,7	1,7	1,6	1,6	1,6	1,6
Наибольшая оснастка талевого системы	4×5	4×5	5×6	5×6	6×7	6×7	6×7	7×8
Диаметр талевого каната, мм	25	28	28	32	32	35	38	38
Длина свечи, м	18—28			24—28			28—36	
Диаметр отверстия стола ротора, мм	460	560	560	560	560	700	760	952
Мощность бурового насоса, кВт	600	600	750	750	950	950	1180	1180
Наибольшее давление насоса, МПа	25	25	32	32	35	35	40	40
Объем циркуляционной системы, м <sup>3</sup>	90	90	120	150	180	240	300	360
Отметка пола буровой от уровня земли, м	5,5	5,5	6,0	6,0	7,0	7,0	8,0	8,0
Высота вышки, м	42,2	42,2	41,5	45	45	45	53	53

\* Указанная глубина бурения соответствует массе 1 м трубы 30 кг, при массе 25 кг глубина бурения может быть увеличена на 10%.

Работающие на промыслах выпущенные заводами до утверждения нового ГОСТ и ОСТ буровые установки соответствуют следующим классам нового стандарта (табл. 1.2).

#### § 4. БУРОВЫЕ 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 значительно возрос. Увеличились их надежность и мощность. Если максимальная мощность дизелей, применяемых в бурении до 1943 г., не превышала 150 кВт, то максимальная мощность дизелей, применяемых в бурении в на-

Таблица 1.2

Установки	ПВО «Баррикады»		
	БУ-2000	БУ-2500	БУ-3000
Серийно выпускаемые	БУ-75БрД БУ-75БрЭ	БУ-80БрД БУ-80БрЭ	125БД 125БЭ
Выпуска 1974 г и последую- щих лет	БУ-50БрДУ БУ-50БрЭ	БУ-80БрДУ БУ-80БрЭУ	125ДГУ 125ЭУ
Шифр установок с 1979 г.	БУ-2000БрДУ БУ-2000БрЭ	БУ-2500БрДУ БУ-2500БрЭУ БУ-2500БрЭУК	БУ-3000ДГУ БУ-3000ЭУ БУ-3000ЭУК

стоящее время, составляет 740 кВт, или в 5 раз больше. Увеличилось и число дизелей в приводе.

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 мощностью 100—200 кВт (в зависимости от класса установки). Такие станции, как правило, устанавливаются в силовом отделении, и они обслуживаются дизелистами.

Рассмотрим отдельные конструкции современных буровых установок с дизельным приводом.

### Установка БУ-2500 (БУ-80БрД)

Серийный выпуск этих установок был начат на заводе «Баррикады» в 1967 г. Принятая на заводе модель БУ-80БрД расшифровывается следующим образом: Б — буровая, У — установка, 80 — номинальная грузоподъемность на крюке в т, Бр — завод «Баррикады», Д — дизельный привод. Обозначение установки по ГОСТ 16293—70 БУ-2500, где 2500 — условная глубина бурения в м.

Эта установка предназначена для бурения эксплуатационных и разведочных скважин глубиной до 2500 м с использованием труб весом 300 Н/м как роторным, так и турбинным способом в различных условиях при температуре от —40 до +50° С.

Кинематическая схема установки показана на рис. 1.2. Главный привод состоит из трех силовых агрегатов САТ-450 с дизелями типа В2-450 мощностью 330 кВт. Мощность от дизелей через турботрансформаторы типа ТТК-1, карданные валы и шинно-пневматические муфты ШПМ-500 передается на цепной редуктор.

Отбор мощности производится с крайних валов редуктора следующим агрегатом:

## Уралмашзавод

БУ-4000	БУ-5000	БУ-6500	БУ-8000	БУ-10000
ЗД (5×6) 4Э (5×6) — — БУ-4000ДУ БУ-4000ЭУ БУ-4000ЭУК	ЗД (6×7) 4Э (6×7) 160ДГУ 160ЭУ БУ-5000ДУ БУ-5000ЭУ	200ДГ-IV 200Э-IV — — БУ-6500ДГ БУ-6500Э	300ДЭ 300Э — — БУ-8000ДЭ БУ-8000Э	БУ-15000 — — — БУ-1500Д

коробке передач привода лебедки и ротора;  
двум или одному насосам;  
компрессору КТ-6.

При необходимости мощность может передаваться одновременно как лебедке и ротору, так и насосам. Мощность от любого числа дизелей можно передавать только одному из указанных видов оборудования. Эти операции осуществляются путем включения необходимых шинно-пневматических муфт.

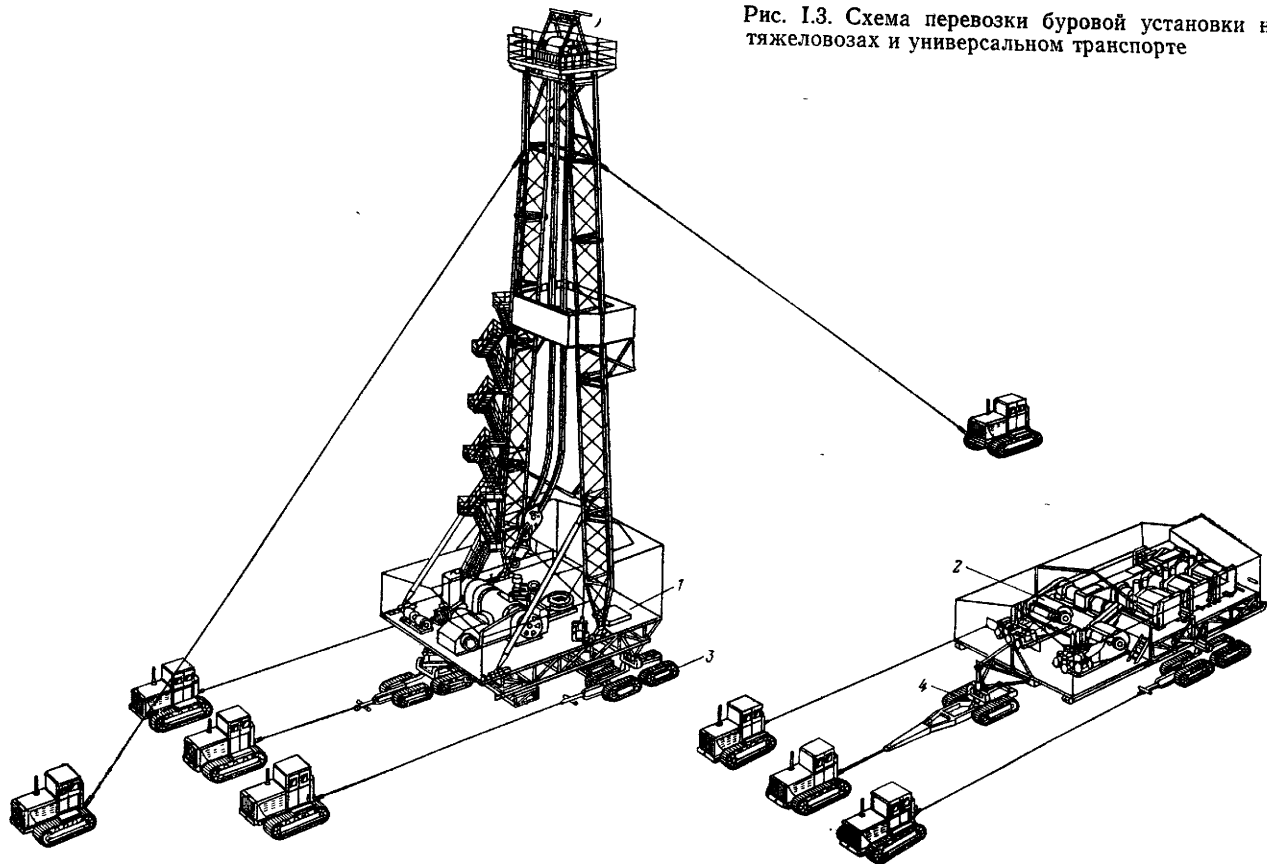
Для обеспечения быстрого монтажа и удобства транспортировки основное и вспомогательное оборудование буровой установки располагают на металлических основаниях. Оно образует следующие блоки: вышечный, силовой, трансмиссионный, два насосных и энергетический. Вышечный блок с вышкой, лебедкой, ротором, вспомогательной лебедкой, ключом АКБ-3М представляет собой единый крупный блок. Силовой, трансмиссионный и два насосных блока, соединенные между собой специальными хомутовыми креплениями, образуют второй крупный блок — насосно-приводной.

Как уже было сказано, благодаря применению мелких и крупных блоков, быстроразъемных соединений, элементов линий высокого давления от буровых насосов, воздушных трубопроводов, при передаче мощности карданными валами, при которых исключается необходимость точного центрирования механизмов и агрегатов, а также при возможности перевозки блока с поднятой вышкой монтаж установки на новой точке производится в течение 1—3 дней.

На рис. 1.3 показана транспортировка установки после окончания бурения скважины на новую точку. Вышечный блок 1 перевозится с поднятой вышкой на трех гусеничных тяжеловозах 3 типа ТК-40 пятью тракторами, при этом пятый трактор является страховым, предупреждающим возможность падения вышки при уклонах трассы и случайных резких рывках ведущих тракторов. Силовой, трансмиссионный и насосный 2 блоки,



Рис. 1.3. Схема перевозки буровой установки на тяжеловозах и универсальном транспорте



соединенные вместе, перевозят тремя тракторами Т-100 на трех тяжеловозах 4. Остальное оборудование перевозят тракторами на специальных платформах или автомобилях большей грузоподъемности.

Установка укомплектована основаниями, укрытиями и всем необходимым оборудованием для бурения скважин до расчетных глубин.

Техническая характеристика установки приведена в табл. I.1.

### **Установка БУ-3000БД (Уралмаш125БД-70)**

Буровая установка БУ-3000БД с дизельным приводом в блочном исполнении предназначена для бурения нефтяных и газовых скважин глубиной до 3000 м. Оборудование установки монтируется на четырех металлических основаниях-блоках:

первый — вышечно-лебедочный высотой 3,7 м,

второй — силовой высотой 2 м;

третий и четвертый — насосные, соединенные вместе, высотой 0,66 м.

На вышечно-лебедочном блоке при помощи шарнирного соединения установлены А-образная вышка, лебедка, ротор, ключ и вспомогательная лебедка. На вышке расположен шестишкворный кронблок. Установка оснащена механизмом АСП-3. Для поднятия груза на мостки имеется поворотный кран. На основании высотой 2 м установлены три двигателя, механизм подачи долота и два компрессора.

Первый буровой насос и два дизель-генератора расположены на третьем основании, а второй насос и двухдизельный силовой блок — на четвертом основании.

Конструкция силовых агрегатов и компоновки трехдизельного блока привода обеспечивают:

привод лебедки от любого из трех двигателей трехдизельного привода или одновременно от трех или двух дизелей;

привод лебедки при обратном ходе от любого из трех двигателей;

привод первого бурового насоса от двух любых двигателей;

одновременный привод ротора и первого насоса;

одновременный привод ротора и двух насосов;

привод компрессора.

Привод второго насоса осуществляется от двух спаренных двигателей. Суммирование мощности двух и трех двигателей производится клиновыми ремнями Д-5600 по 16 в комплекте. Передача мощности буровым насосам осуществляется клиновыми ремнями Д-10000 и Д-12000.

Конструкция лебедки в сочетании с коробкой перемены передач (КПП) позволяет получать на барабане шесть скоростей, а на столе ротора — три прямых и одну обратную скорость.

Техническая характеристика установки приведена в табл. I.1.

## § 5. УСТАНОВКИ С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

Буровые установки с электрическим приводом переменного тока широко распространены на промыслах Советского Союза. Масса их на 15—20% меньше массы установок с дизельным приводом, стоимость по сравнению со стоимостью буровой установки с дизельным приводом также меньше. Обслуживать установки с электрическим приводом проще, в результате чего численность персонала на этих установках на 4—8 человек меньше. Скорости бурения в аналогичных условиях вследствие лучшего использования мощности выше (более высокий коэффициент полезного действия, допустимость перегрузок, меньшее число передач и меньшее число быстроизнашиваемых деталей и узлов). Однако в связи с тем, что в районах, удаленных от источников энергоснабжения, применять буровые установки с электрическим приводом невозможно, число их в общем парке установок не превышает 50%. За рубежом, в том числе в США, удельный вес электрифицированных установок в общем количестве незначительный и исчисляется несколькими процентами.

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 совершенно одинаковое. Следует отметить, что установками с дизельным приводом бурят в основном разведочные скважины, где приходится устанавливать дополнительные емкости для бурового раствора, а иногда и третий насос, поэтому масса их при сопоставлении с аналогичными установками с электрическим приводом больше.

### Установка БУ-2500ЭУ (Бу-80БрЭУ)

Буровая установка БУ-2500ЭУ предназначена для бурения эксплуатационных и разведочных скважин глубиной 2500 м при весе 1 м бурильной трубы 300 Н. На рис. 1.4 показан общий вид установки.

Установка состоит из вышечного, насосного, компрессорного блоков и циркуляционной системы. Основание вышечного блока предназначено для установки на нем вышки, буровой лебедки, ротора, коробки передач, электропривода лебедки и ротора, вспомогательной лебедки, ключа АКБ-3М2, приспособления для крепления и перепуска неподвижного конца талевого каната. Масса блока 120 т.

Насосный блок включает в себя два насоса НБТ-600, электродвигатели для привода насосов, станции управления электродвигателями и высоковольтное распределительное устройство всей буровой установки. Масса блока 71 т.

В компрессорный блок входят две компрессорные станции, пульт управления, воздухоосушитель и два воздухосборника.

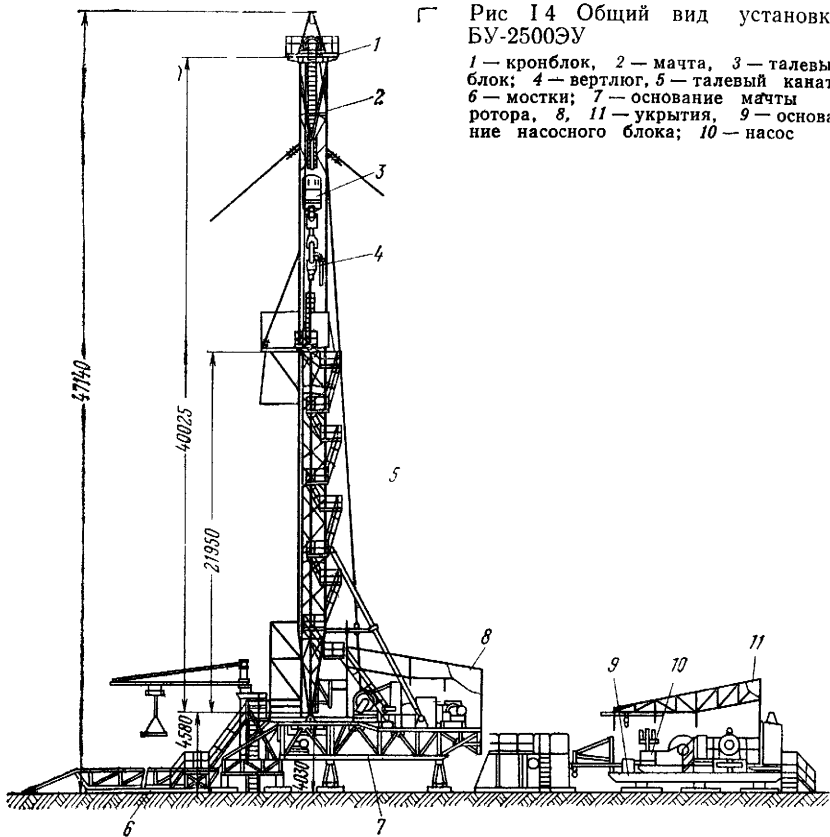


Рис 14 Общий вид установки БУ-2500ЭУ

1 — кронблок, 2 — мачта, 3 — талевый блок; 4 — вертлюг, 5 — талевый канат, 6 — мостки; 7 — основание мачты и ротора, 8, 11 — укрытия, 9 — основание насосного блока; 10 — насос

Компрессорная установка предназначена для получения сжатого воздуха, осушки и очистки его и передачи по трубопроводам в систему пневматического управления буровой установки. Масса блока, 8,5 т.

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. 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.

Кинематическая схема установки (рис. 1.5) обеспечивает простоту конструкции и оперативность управления механизмами. В соответствии с принятой схемой лебедка и ротор приводятся

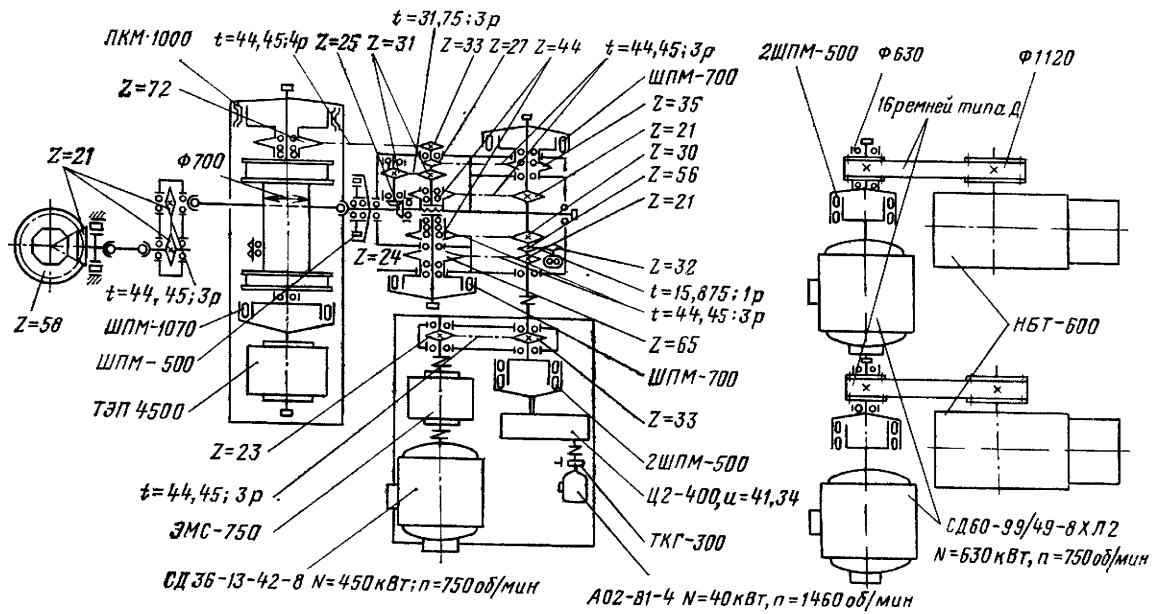


Рис. 1.5. Кинематическая схема буровой установки БУ-2500ЭУ

в движение от одного электродвигателя мощностью 450 кВт с частотой вращения 750 об/мин через электромагнитную муфту ЭМС-750, цепную передачу и коробку передач. При отключении электроэнергии бурильные трубы на безопасную высоту можно поднимать при помощи аварийного вспомогательного привода, работающего от электростанции установки.

Лебедка и ротор имеют четыре прямые скорости от основного привода и по четыре прямые и обратные скорости от вспомогательного привода. Изменение скоростей лебедки производится путем переключения муфт ЦПМ-700 и кулачковой муфты коробки перемены передач. Барабан лебедки включается с помощью муфты ШПМ-1070, расположенной у пульта бурильщика.

Буровые насосы, компрессоры, вибросита, вспомогательная лебедка, шламовые насосы имеют самостоятельные индивидуальные приводы.

### **Установка БУ-3000ЭУ (Уралмаш 125БЭ)**

Установка БУ-3000ЭУ с электрическим приводом переменного тока предназначена для бурения скважин глубиной до 3000 м.

Основное оборудование, входящее в ее комплект, имеет такие же параметры, как параметры Уралмаш 125БД-70, за исключением привода и основания. Основание состоит из. вышечно-лебедочного, силового, двух насосных блоков, энергоблока и мостков. Конструкция вышечно-лебедочного и силового блоков позволяет транспортировать их тяжеловозами с помощью тракторов без демонтажа оборудования и с поднятой вышкой, а также в разборном виде универсальным транспортом. Основания остальных агрегатов можно перевозить отдельными блоками без демонтажа оборудования волоком с помощью тракторов. Перевозятся они в разобранном виде универсальным транспортом.

На вышечно-лебедочном блоке установлены вышка с кронблоком и комплексом механизмов АСП-3, лебедки (основная и вспомогательная), ротор, ключ АКБ-3М, консольный кран, механизм крепления неподвижного конца каната. На силовом блоке расположены электропривод лебедки и ротора, регулятор подачи долота, компрессорные станции с их коммуникациями. На первом и втором насосных блоках размещено по одному буровому насосу с электроприводом. Дизель-генераторная станция расположена на энергоблоке.

Суммарная номинальная мощность главных двигателей установки БУ-3000ЭУ равна 1960 кВт против 1650 кВт в установке БУ-3000БД.

## Установка БУ-8000 (Уралмаш 300Э)

Для бурения скважин на глубины до 8000 м Уралмашзавод выпускает установки Уралмаш 300Э с электрическим приводом постоянного тока и Уралмаш 300ДЭ с дизель-электрическим приводом (рис. 1.6).

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 в процессе спуско-подъемных операций, 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 такого привода очевидна.

Мощные силовые приводы постоянного тока можно создать различно: либо преобразовывать переменный ток, подаваемый от районных электростанций, в постоянный ток на буровой при помощи преобразователей, либо вырабатывать его непосредственно на буровой, используя в качестве привода генераторов постоянного тока двигатели внутреннего сгорания.

Буровая установка Уралмаш 300Э оснащена тремя преобразовательными агрегатами П172-12К. Каждый агрегат состоит из синхронного электродвигателя МСЭ-322-12/6 с возбудителем П-81 мощностью 1600 кВт и генератора постоянного тока П172-12К мощностью 1400 кВт с частотой вращения вала 1000 об/мин. Таким образом, 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, глинохозяйство, пульт управления и различные приспособления. Описание отдельных видов оборудования, одинаковых для установок обоих типов, приводится в § 8.

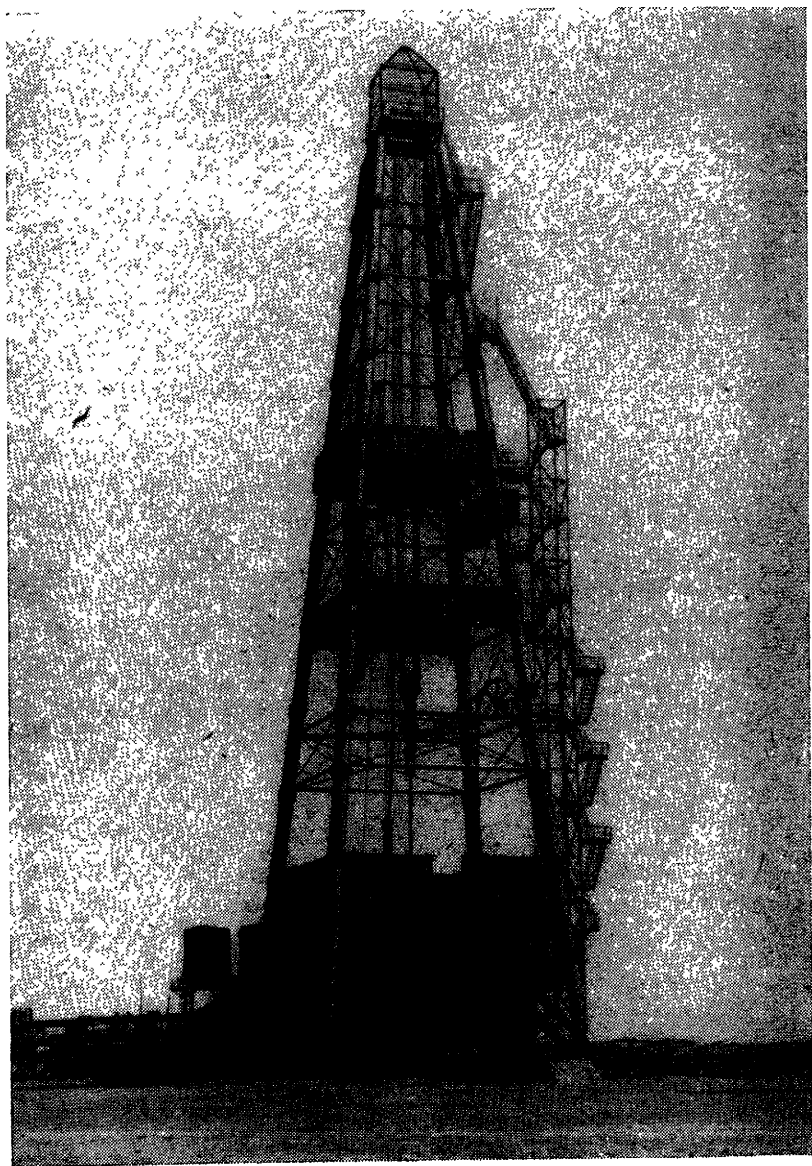


Рис. 1.6. Общий вид установки Уралмаш 300Э

## § 6. УСТАНОВКИ ДЛЯ КУСТОВОГО БУРЕНИЯ

Высокие темпы роста объема бурения нефтяных и газовых скважин в специфических условиях заболоченной низменности Западной Сибири 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 передвижаемого вышечного-лебедочного блока при стационарном размещении насосов и системы циркуляции и очистки растворов, то конструктивные требования в основном относятся к механизму передвижения основного блока в поперечном относительно приемных мостков направлении. Метод передвижения таких блоков для разных условий определяется индивидуально.

### Установка БУ-2500ЭУК (БУ-80БрЭУК)

Буровая установка БУ-2500 ЭУК создана ВПО «Баррикады» и предназначена для кустового бурения эксплуатационных скважин на нефть и газ глубиной до 2500 м. Она создана на базе серийно выпускаемой установки БУ-80БрЭУ. Специфическими для установки БУ-2500ЭУК являются опоры вышечного блока, приемные мостки и стеллажи, механизм передвижения и выравнивания вышечного блока и циркуляционная система.

Техническая характеристика приведена в табл. I.1.

Вышечный блок может передвигаться на тележках по двум крановым рельсам опор основания с комплектом бурильных труб двумя гидроцилиндрами. Масса передвижаемого блока с комплектом бурильных труб и противовыбросовым оборудованием 267 т, в то время как общая масса установки составляет 580 т. В рабочее положение вышечный блок устанавливается при помощи гидродомкратов.

#### Основные технические данные механизмов

Способ передвижения	На трех колесах (диаметром 900 мм) по крановым рельсам КР-120 с помощью двух толкающих гидроцилиндров
Ход поршней гидротолкателей, м	1
Усилие, развиваемое одним гидротолкателем, МН	0,30
Скорость передвижения вышечного блока, м/с	0,33
Способ подъема, опускания и выравнивания	Бесступенчатый, тремя гидродомкратами
Усилие, развиваемое одним гидродомкратом, МН	0,12
Наибольшая величина выравнивания при оседании опор, мм	500

Давление в маслосистеме, МПа . . . . . 10

Управление гидроцилиндрами . . . . . С пульта, подвешенного к основанию вышечного блока

Циркуляционная система унифицирована с системой буровой установки для кустового бурения скважин БУ-3000ЭУК, разработанной Уралмашзаводом.

### Установка БУ-3000ЭУК (Уралмаш 300ЭУК)

Буровая установка, выпускаемая Уралмашзаводом (рис. I.7), предназначена для кустового бурения эксплуатационных скважин на нефть и газ до глубины 3000 м. Серийный выпуск таких установок начат на Уралмашзаводе в 1978 г.

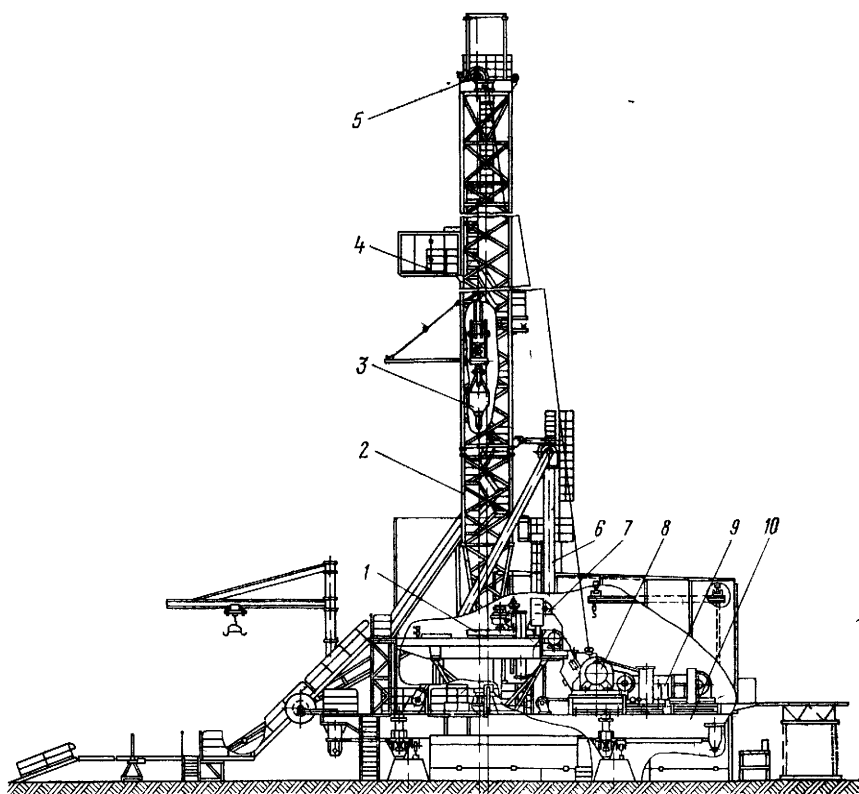


Рис. I.7. Буровая установка БУ-3000ЭУК:

1 — ротор; 2 — мачта; 3 — вертлюг; 4 — балок; 5 — кронблок; 6 — козлы для подъема мачты; 7 и 8 — лебедки соответственно вспомогательная и главная; 9 — трансмиссия; 10 — основание

Установка (рис. 1.8) состоит из следующих основных блоков: вышечно-лебедочного 1, насосного 5, компрессорного 2, электроблока 3 и энергоблока 4. Первые два являются крупными блоками и состоят из мелких блоков, выполненных из металлоконструкций с установленными на них оборудованием и коммуникациями.

В процессе разбуривания «куста» с точки на точку передвигается только вышечно-лебедочный блок вместе с установленными на подсвечники свечами и мостками. Остальное оборудование и внешние коммуникации остаются на месте до окончания бурения последней скважины. После окончания бурения оборудование демонтируется и перевозится на следующий «куст».

Вышечно-лебедочный блок (рис. 1.9) представляет собой разборную конструкцию, имеющую три отметки по высоте пола. Верхняя площадка — пол буровой 7,2 м. На этом блоке установлены: поворотный кран 2, ротор 3, буровой ключ 4, вспомогательная лебедка 5, привод ротора 10, механизм крепления каната 11, пневмораскрепитель 12. На продольные рамы основания опираются вышка и устройство для подъема вышки в вертикальное положение и крепятся мостки 1.

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 буровщика, работающего наверху, изготовлена единым блоком и в зависимости от длины свечей может быть установлена в трех положениях по высоте вышки, что очень удобно.

На отметке 4,2 м в приводной 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 монтажа лебедки и привода, а также уменьшения массы всей установки.

Управление лебедкой 6 находится на посту бурильщика, который расположен на верхней площадке основания (7,2 м).

Укрытие вышечно-лебедочного блока выполнено металлическим панельного типа. Транспортируемая масса блока на тяжелых 208 т.

Механизм перемещения предназначен для перемещения 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 ходом 1,6 м, восьми гидроцилиндров выравнивания с поршнем диаметром 280 мм и ходом 0,8 м, насосной станции и трубопроводов.

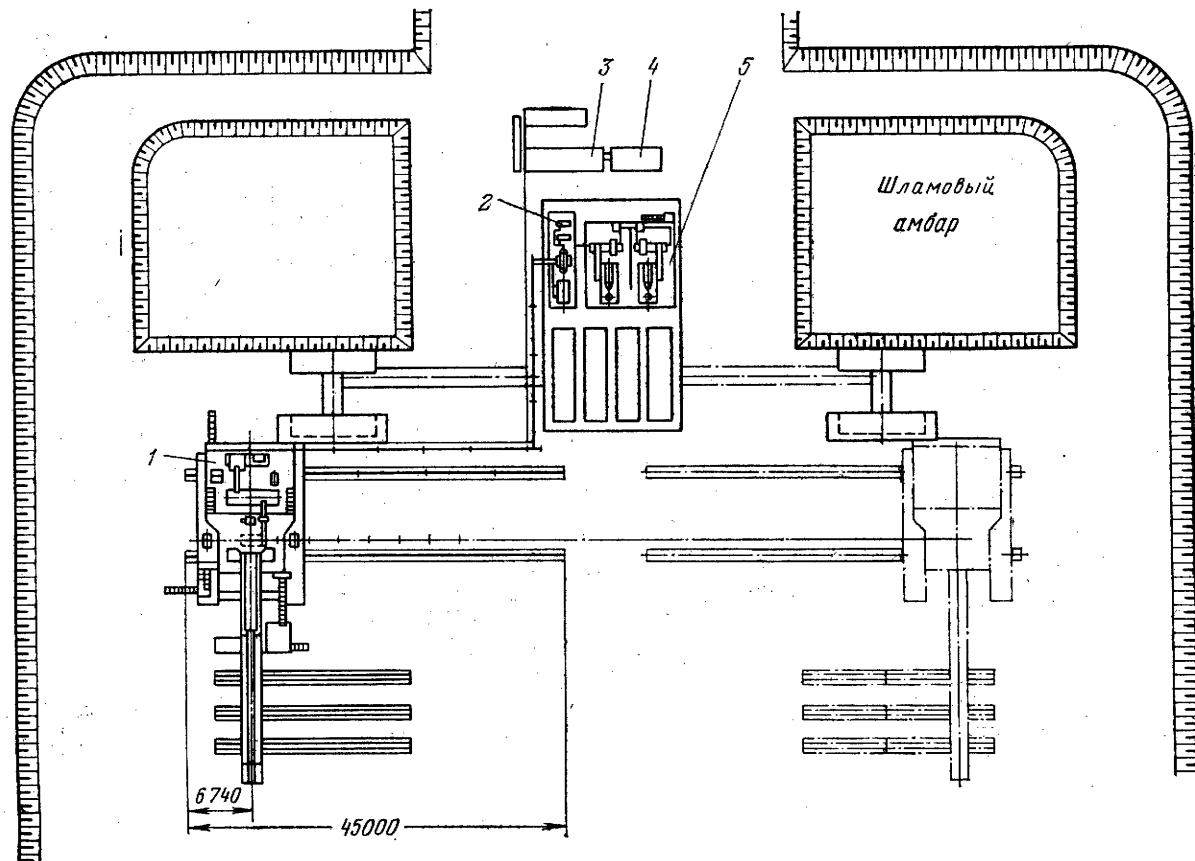


Рис. I.8. Расположение оборудования установки БУ-3000 ЭУК

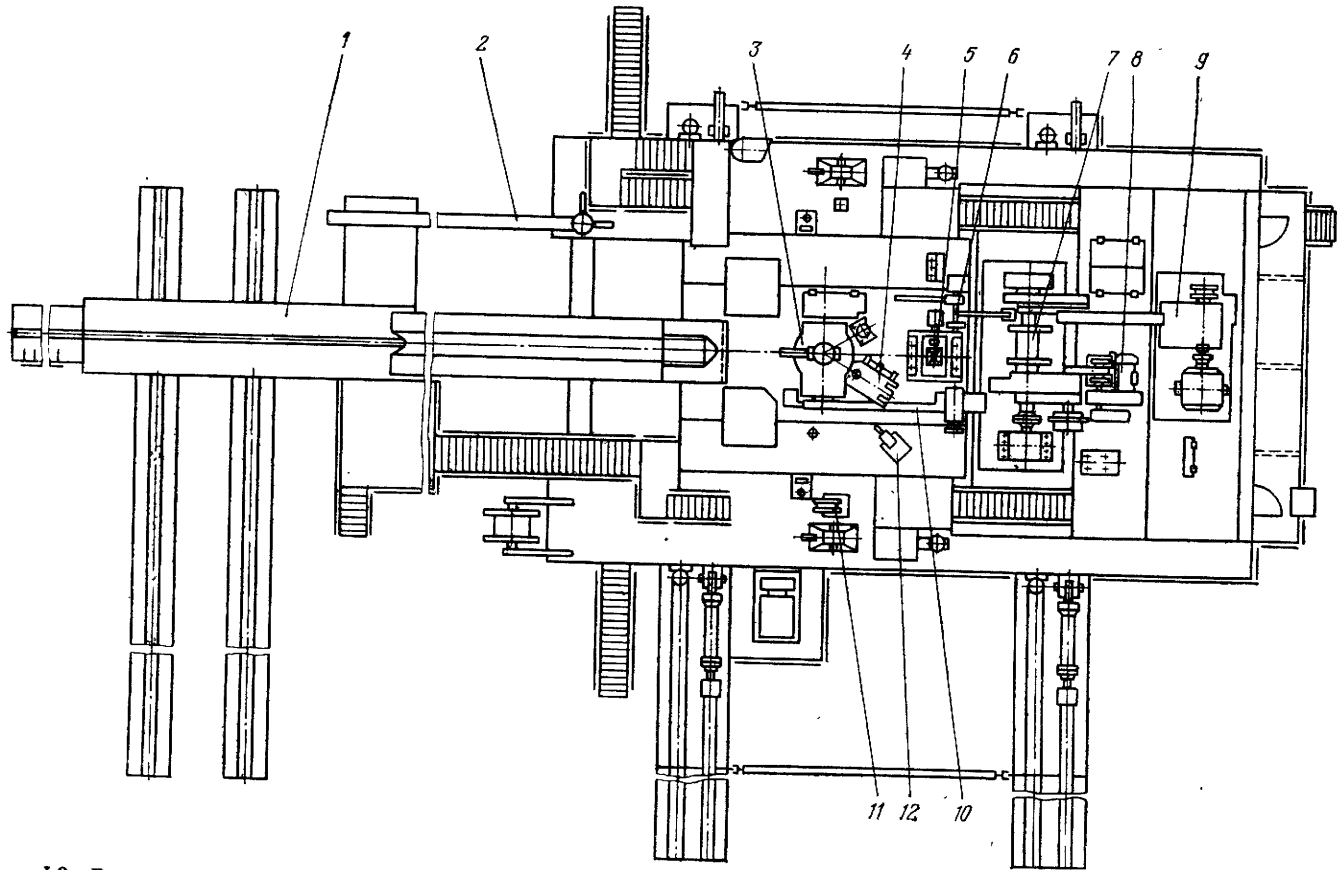


Рис. 1.9. Расположение оборудования на выщечно-лебедочном блоке установки БУ-3000ЭУК

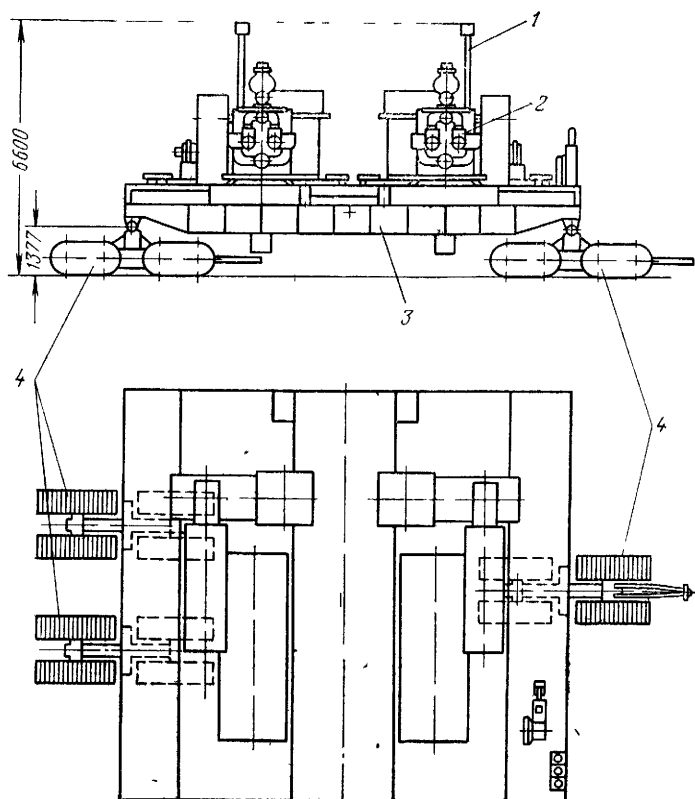


Рис. 1.10. Транспортирование насосного блока на тяжеловозах ТГ-60:  
 1 — поворотный кран; 2 — буровой насос; 3 — основная рама блока; 4 — тяжеловозы

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 выбрана равной 45 м, что дает возможность пробурить восемь скважин без перестановки балок.

Насосный блок расположен отдельно. Он состоит из перевозимого на трех тяжеловозах ТГ-60 основания, на котором установлены два буровых насоса У8-6МА2 с индивидуальными электроприводами и электрокомпрессор высокого давления АК-2-150. Транспортируемая масса блока 90 т.

На рис. 1.10 показан момент транспортирования насосного блока на тяжеловозах ТК-60.

Установку в зависимости от рельефа и дорожных условий можно передвигать следующими способами:



крупными блоками на тяжеловозах ТК-60;  
мелкими блоками на платформах ПП-40Бр;  
агрегатно на универсальном транспорте.

Крупными блоками являются вышечно-лебедочный (без вышки), насосный и вышка.

Техническая характеристика установки приведена в табл. I.1. Привод буровой установки осуществляется от электродвигателей переменного тока. Лебедка приводится во вращение двумя асинхронными двигателями АКБ13-62-8 номинальной мощностью 500 кВт каждый при частоте вращения 740 об/мин. Привод буровых насосов осуществляется синхронными двигателями СДБО-99/49-8ХЛ2 номинальной мощностью 640 кВт при частоте вращения 750 об/мин.

На рис. I.11 показана кинематическая схема этой установки.

## § 7. УСТАНОВКИ УНИВЕРСАЛЬНОЙ МОНТАЖЕСПОСОБНОСТИ

В связи с большим разнообразием климатических и дорожных условий, с которыми приходится считаться при транспортировании и монтаже бурового оборудования, возникла необходимость создания таких установок, которые можно было бы перевозить с точки на точку любым из трех существующих способов — крупными блоками, мелкими блоками и универсальным транспортом. Это позволило избавиться от разработки различных конструкций оснований для отдельных районов. Такой принцип исполнения касается главным образом установок классов БУ-2000, 2500, 3000 и 4000, при использовании которых бурение скважин занимает сравнительно немного времени (1—6 мес). Сокращение времени монтажа имеет существенное значение.

Проиллюстрируем преимущества установок универсальной монтажеспособности цифрами. Примем, что время на сооружение скважины обычным способом (установка БУ-3000) занимает 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 составит всего 133 дня (цифры везде условные, но сопоставимые). Следовательно, цикловая скорость бурения в первом случае составит  $3000/(155:30) = 580$  м/ст.-мес, а во втором  $3000/(133:30) = 678$  м/ст. мес, или на 16—17% выше.

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 надо считать нецелесообразным.

Первые установки универсальной монтажеспособности были выпущены Уралмашзаводом в 1974 г.: 125ДГУ и 125ЭУ, здесь буква «У» обозначает, что данная установка — универсальной монтажеспособности. Несколько позже тем же заводом были выпущены опытные установки 160ДГУ (БУ-5000) и 160ЭУ (БУ-5000). В 1976 и 1977 гг. завод «Баррикады» выпустил аналогичные установки БУ-2500ЭУ и БУ-2500ДГУ.

### **Установка БУ-5000ДГУ (Уралмаш 160ДГУ)**

Буровая установка БУ-5000ДГУ (рис. 1.12) 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-поворотного крана, электроблока, дизель-электростанции, циркуляционной системы, топливоустановки).

Вышечно-лебедочный блок является главным и наиболее тяжелым. На этом блоке установлены буровая вышка с комплексом механизмов АСП, 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 3,0 м. Масса основания с оборудованием и механизмами составляет 653 т.

### **§ 8. УСТАНОВКИ С ДИЗЕЛЬ-ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ**

Создание установок с дизель-электрическим приводом, в особенности для бурения глубоких скважин в районах, удаленных от источников электроэнергии, представляет большой интерес. В таких установках исполнительными силовыми агрегатами должны быть электродвигатели, которые, как отмечалось выше, обладают существенными преимуществами по сравнению с дизельным приводом.

В Советском Союзе был создан ряд таких установок: Уралмаш 11ДЭ (на постоянном токе), БУ-50Бр (на переменном токе) и Уралмаш 300ДЭ (на постоянном токе). Они предназначены для бурения скважин соответственно на 3000, 1000 и 800 м.

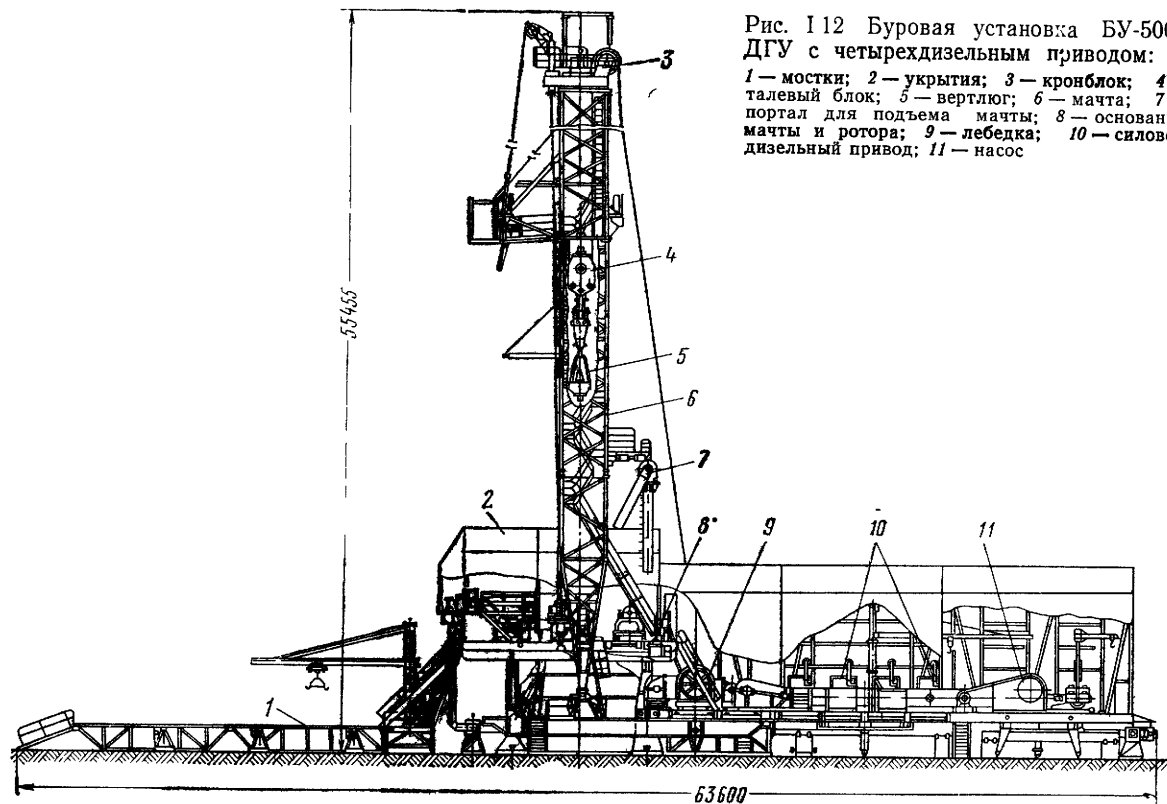


Рис. 112 Буровая установка БУ-5000  
ДГУ с четырехдизельным приводом:

1 — мостки; 2 — укрытия; 3 — кронблок; 4 —  
талевый блок; 5 — вертлюг; 6 — мачта; 7 —  
портал для подъема мачты; 8 — основание  
мачты и ротора; 9 — лебедка; 10 — силовой  
дизельный привод; 11 — насос

## Установка БУ-8000 ДЭ (Уралмаш 300ДЭ)

Буровая установка БУ-8000ДЭ предназначена для бурения скважин глубиной до 8000 м. Она 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 У4-300, 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 применяются электродвигатели постоянного тока, имеющие серийную характеристику. Спуско-подъемные операции на таких установках производятся с бесступенчатым изменением скоростей. Остальные механизмы имеют привод от электродвигателей переменного тока, питание которых обеспечивается дизель-генераторными установками ДГУ-400.

Буровая лебедка монтируется на мощной раме и состоит из следующих основных узлов: подъемного вала, трансмиссионного вала, трех основных и одной дополнительной (для присоединения регулятора подачи долота) цепных передач. Две цепные передачи с шагом  $t=50,8$  мм изготовлены четырехрядными и предназначены для передачи вращения трансмиссионному валу. Третья шестирядная цепная передача с шагом  $t=50,8$  мм (две трехрядные цепи) передает суммарную мощность двух электродвигателей на подъемный вал, на котором закреплен барабан. При этом включаются обе сдвоенные шинно-пневматические муфты 2ШПМ-1070, соединяющие среднюю часть подъемного вала с боковыми. Электродвигатели с подъемным валом и две части трансмиссионного вала соединяются специальными эластичными муфтами.

Все цепные передачи лебедки находятся в герметичных корпусах. Расположение лебедки ниже — 2100 мм от нулевой отметки; управление осуществляется дистанционно с пульта бурильщика. Пульт установлен на полу буровой на высоте 6 м от нулевой отметки. Такое расположение лебедки облегчает ее монтаж и эксплуатацию. Рядом с лебедкой монтируется регулятор подачи долота на забой.

На полу вышечного основания находятся вспомогательная лебедка, ротор с приводом, ключ АКБ-3, подсвечник механизма АСП-5, пульт управления. Ноги вышки закреплены в нижней части основания на высоте 1,2 м.

Насосный и энергетический блоки в зависимости от рельефа площадки могут быть расположены на любом расстоянии от устья скважины. Для уменьшения коммуникационных линий это расстояние должно быть наименьшим.

Кинематическая схема лебедки установки Уралмаш 300ДЭ состоит из двух несвязанных цепей. Вращение от одного или одновременно от двух электродвигателей на подъемный вал лебедки можно передавать по двум кинематическим цепям. По первой цепи вращение передается непосредственно на подъемный вал через и шинно-пневматические муфты 2ШПМ-1070. Частота вращения подъемного вала в данном случае будет равна частоте вращения вала электродвигателей (380 об/мин), а скорость подъема крюка  $v_k = 1,8$  м/с. Если нагрузка на крюке при двух включенных двигателях превысит 0,78—0,8 МН, частота вращения вала двигателей, а следовательно, и скорость крюка начнет уменьшаться, а момент на барабане будет увеличиваться. При дальнейшем повышении нагрузки наступит время, когда необходимо будет перейти ко второй кинематической схеме, для чего отключаются муфты 2ШПМ-1070 на подъемном валу, а включаются две такие же сдвоенные муфты на трансмиссионном валу и кулачковая муфта на подъемном валу. При включении этих трех муфт передаточное отношение

$$u = 3,05,$$

что позволяет поднимать колонну весом 2,26—2,54 МН со скоростью  $v_k = 0,6$  м/с. Если вес на крюке окажется больше, то начнется автоматическое бесступенчатое снижение скорости. Колонну весом 3,87 МН можно поднимать с помощью двух электродвигателей со скоростью  $v_k = 0,4$  м/с.

На практике обычно наблюдается обратное явление. При подъеме колонны с большой глубины на крюке будет максимальный вес, поэтому, очевидно, следует включать два двигателя через цепные передачи; затем по мере снижения веса оставшейся в скважине колонны скорость ее подъема будет увеличиваться. Когда вес колонны снизится до 2,26 МН, можно включить сдвоенные муфты 2ШПМ-1070 на подъемном валу одного двигателя.

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 талевого системы установки 6×7.

## § 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 величины площади, глубины залегания продуктивных горизонтов, расстояний до источников энергоснабжения, перспективности близлежащих структур надо решить вопрос о целесообразности электрификации данного района. Первой задачей является определение возможности и целесообразности сооружения линии электропередачи для применения во время бурения скважин электрифицированных установок; второй — выбор класса буровых установок, которые позволят бурить быстрее и дешевле.

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

Пример. Принимаем глубину скважины  $L=3000$  м.

Конструкция скважины: кондуктор диаметром 351 мм при толщине стенки  $\delta=11$  мм;  $q_k=1000$  Н; промежуточная 245-мм колонна с толщиной стенки  $\delta=9,5$  мм,  $q=590$  Н; эксплуатационная 146-мм колонна  $q_3=320$  Н

Глубина спуска, м: кондуктора  $l_k=400$ ; технической колонны  $l_t=2200$ ; эксплуатационной колонны  $l=3000$ .

Для бурения скважин до проектной глубины применяются 127-мм бурильные трубы с толщиной стенки  $\delta=9$  мм и 200 м 173 мм утяжеленных бурильных труб (УБТ).

При этих условиях вес кондуктора

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

вес технической колонны

$$Q_t = l_t q_t = 2200 \cdot 590 = 1,3 \text{ МН};$$

вес эксплуатационной колонны

$$Q_3 = l_3 q_3 = 3000 \cdot 320 = 0,96 \text{ МН};$$

вес бурильной колонны

$$Q_6 = l_6 q_6 = 2800 \cdot 276 = 0,772 \text{ МН};$$

вес УБТ

$$Q_{\text{УБТ}} = l_{\text{УБТ}} q_{\text{УБТ}} = 200 \cdot 1450 = 0,29 \text{ МН}.$$

Здесь  $l_k$ ,  $l_t$ ,  $l_3$ ,  $l_6$  и  $l_{\text{УБТ}}$  — длина соответственно кондуктора, технической колонны, эксплуатационной колонны, бурильной колонны и УБТ;  $q_k$ ,  $q_t$ ,  $q_3$ ,  $q_6$  и  $q_{\text{УБТ}}$  — вес 1 м соответствующих труб.

Таким образом, наибольшую нагрузку будет испытывать установка от 245-мм обсадной колонны весом 1,30 МН. Максимальная нагрузка от веса бурильных труб составит 1,06 МН с учетом веса УБТ. Этим требованиям по ОСТ на буровые установки с некоторым запасом отвечает установка третьего класса БУ-3000 (установки Уралмаш 125БД, Уралмаш 125БЭ).

Если на спуско-подъемные операции затрачивается много времени, то следует выбрать установки с комплексом механизмов АСП-3.

## 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). Это вышка 1, высота которой определяет длину свечи при спуско-подъемных операциях (СПО); в ней размещены талевая система и комплект свечей 2 при подъеме бурильной колонны, а также имеется необходимое пространство для манипуляций с трубами, свечами и инструментом при их свинчивании и развинчивании.

Основание 3 вышки и ротора представляет собой площадку, где размещены ротор 4, спуско-подъемное оборудование, инструмент, а также подсвечники 5 для установки свечей. Пол

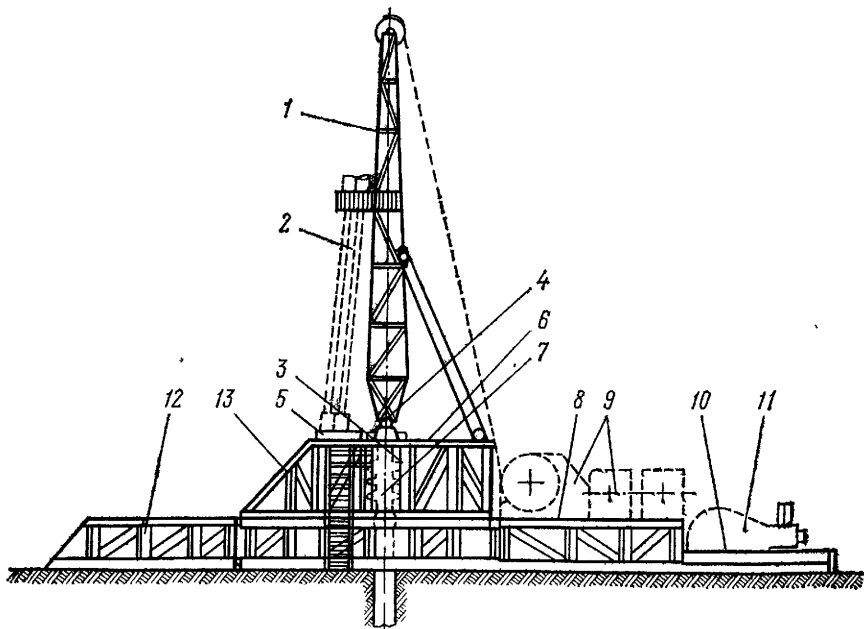


Рис. II.1. Сооружения и металлические конструкции буровой установки

буровой 6 располагается на необходимой высоте от устья скважины, чтобы было пространство для установки противовыбросового оборудования 7 и создания безопасных условий бурения.

Основание силового привода 8 служит для размещения двигателей и трансмиссий 9 привода лебедки, ротора и насосов. Основания буровых насосов 10 и оборудования циркуляционной системы необходимо для установки насосов 11 и их трансмиссий, оборудования для очистки и приготовления бурового раствора, а также резервуаров для раствора и реагентов.

Приемные горизонтальные 12 и наклонные 13 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 местностях или в водных пространствах). Конструкции вышек менее разнообразны и в основном зависят от допустимой нагрузки на крюк, высоты и требований монтажеспособности, предъявляемых к установке.

## § 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.

Вышки различают по конструкции — мачтовые или башенные, по максимальной нагрузке, по размерам — высоте и площади основания, по системе опирания и передачи нагрузки на основание, по степени разборности и способам монтажа.

Основными параметрами вышек являются максимальная нагрузка и размеры вышки.

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

Размеры вышки — высота, ширина и длина основания и площадки под кронблок. Высота определяется необходимым расстоянием между уровнем пола буровой и рамой кронблока для перемещения талевого блока при СПО (рис. II.2):

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + l,$$

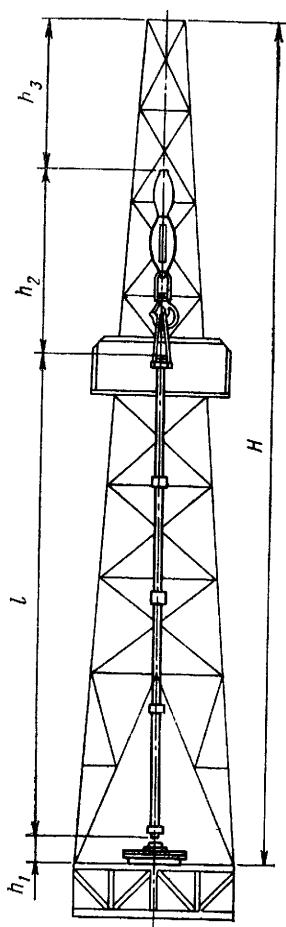


Рис. II.2. Схема определения высоты вышки

где  $h_1$  — расстояние по вертикали от опоры ног-вышки до торца замка подвижной свечи;  $h_2$  — длина стропов, крюка и талевого блока;  $h_3$  — запас на переподъем — расстояние между верхним торцом талевого блока и нижней поверхностью кронблока;  $l$  — длина 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 24—27 м высоте — 38—45 м, а при длине 36 м 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.

Вышки подразделяются на мачтовые, имеющие одну или две опоры, и башенные, имеющие три или четыре опоры. Степень разборности вышки зависит от ее монтажеспособности и транспортability. 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.

*Мачтовые вышки* бывают одно- и двухопорные с открытой передней гранью корытообразной формы или с двумя открытыми гранями А-образной формы. А-образные вышки в Советском Союзе более распространены вследствие лучших эксплуатационных качеств, небольшой металлоемкости и быстроты сборки. Вышка А-образного типа состоит из сварных трех- или

четырёхгранных ферм — мачт, соединенных между собой в верхней части подкронблочной рамой, а внизу прикрепляемых к основанию буровой на шарнирах. Каждая мачта 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 козлы для нагрузок 0,01—0,02 МН с роликом для производства 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 ногами вышки и башмаками основания.

Балкон второго помощника бурильщика и магазин для свечей представляют собой металлическую конструкцию, удерживаемую на мачте в горизонтальном положении при помощи подкосов. Для изменения емкости магазина служит ограничитель. Балкон по внутреннему периметру снабжен перилами, а по наружному — укрытием для защиты рабочего от непогоды.

В некоторых конструкциях мачтовых вышек маршевые лестницы с переходными площадками монтируются в одной из ног вышки от пола буровой до балкона, а от балкона до кронблока — лестницы туннельного типа для обслуживания кронблока.

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

Центрирование вышки в рабочем положении в направлении продольной оси основания вышечного блока осуществляется подвижными башмаками подкосов, а в направлении поперечной оси — винтами регулируемых опор ног вышки.

На рис. II.3 показана вышка мачтового типа ВМ45-185Бр, которой комплектуются буровые установки БУ-2500. Секции этой вышки имеют четырехгранное сечение. Нога вышки собирается из четырех секций. В одной из ног встроены маршевые, а в другой — пожарные лестницы. Вышка снабжена устройством для ее центрирования, допускающего перемещение до 600 мм в каждую сторону от оси ротора.

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

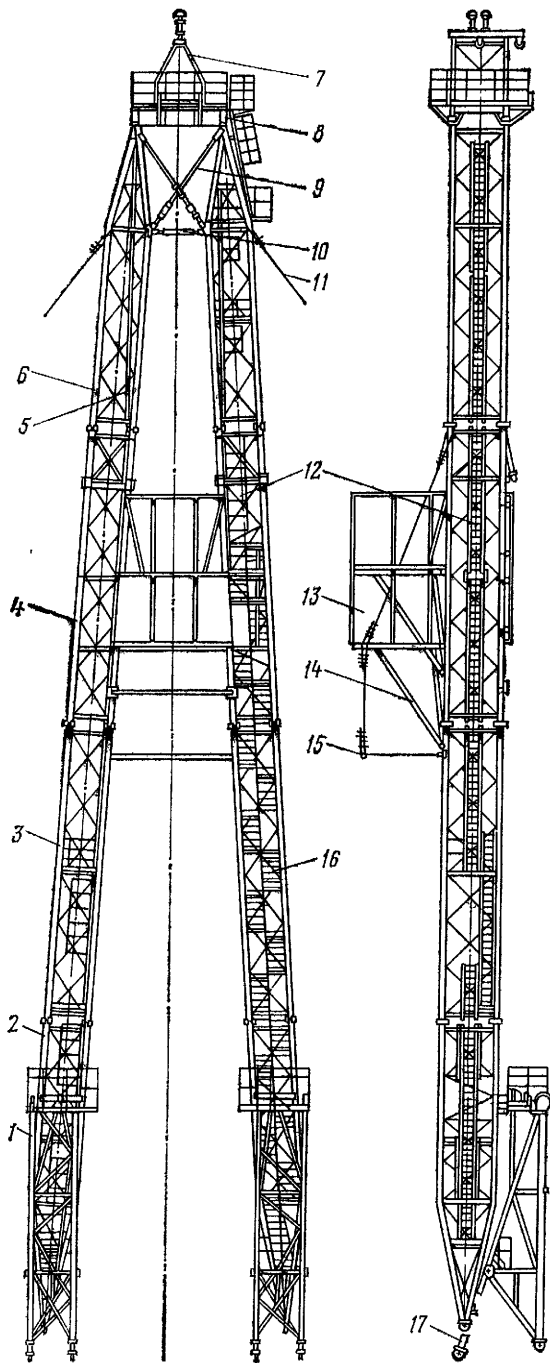
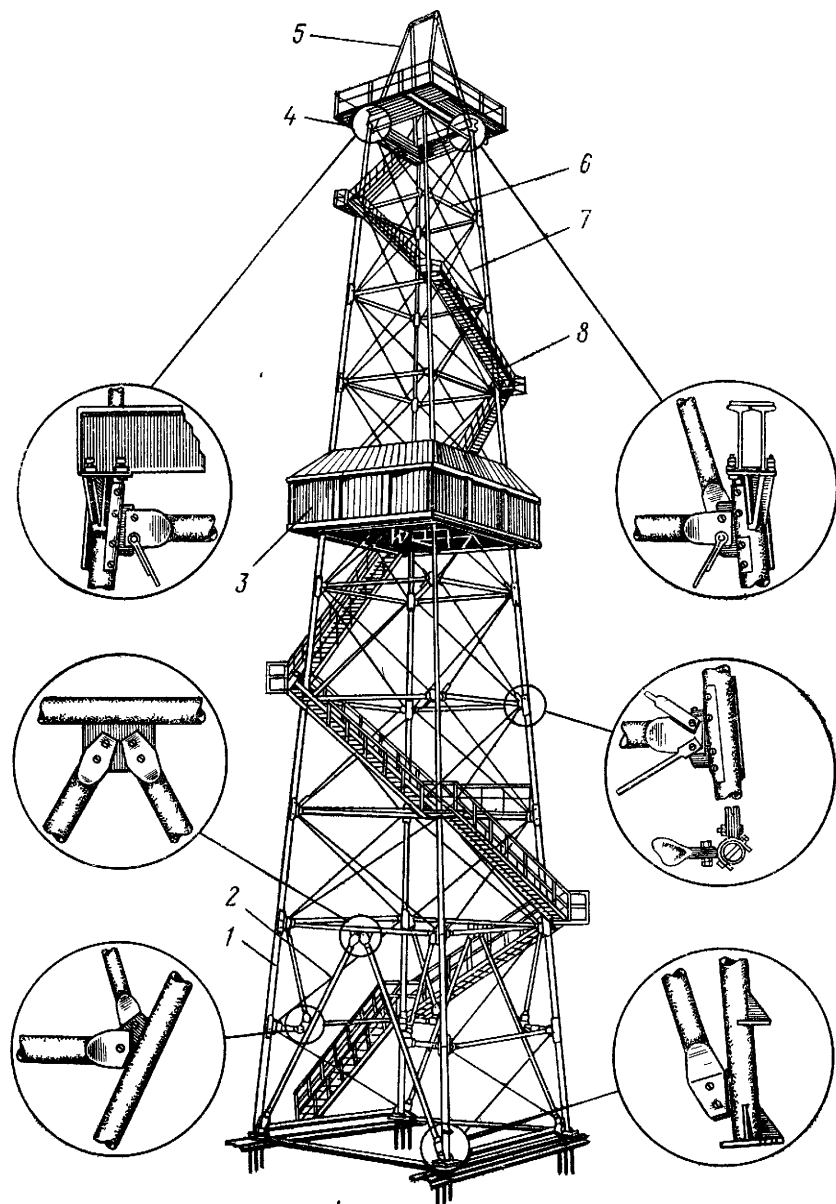


Рис II.3. Мачтовая вышка А-образного типа ВМ45-185Бр:

1 — подъемная стойка; 2, 3, 4 и 6 — секции мачты, 5 — пожарные лестницы; 7 — монтажные козлы для ремонта кронблока; 8 — подкронблочная рама; 9, 10 и 14 — растяжки; 11 — оттяжки, 12 — тоннельные лестницы, 13 — балкон; 15 — предохранительный пояс; 16 — маршевые лестницы; 17 — шарнир

Рис. II.4. Башенная вышка:

1 — нога; 2 — ворота; 3 — балкон; 4 — подкронблочная площадка; 5 — монтажные козлы; 6 — поперечные пояса; 7 — стяжки; 8 — маршевая лестница



*Башенные вышки* (рис. II.4) 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, обычно размером  $2 \times 2$  м, а внизу ноги опираются на основание размером  $8 \times 8$  или  $10 \times 10$  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, смонтирован четырехсторонний балкон с квадратным пролетом посередине с выступающей внутрь фонаря площадкой второго помощника бурильщика (площадка размером 0,7—0,8 м).

Балкон и площадка ограждены перилами. 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 спуско-подъемных операциях.

Снаружи вышки располагают маршевые лестницы с перилами и переходными площадками от пола буровой до подкронблочной площадки. Преимуществами башенных вышек являются жесткость и устойчивость их конструкции, небольшая трудоемкость изготовления и простота смены поврежденных деталей. К недостаткам относятся большая металлоемкость и трудоемкость сборки по сравнению с вышками мачтового типа.

Основная характеристика вышек мачтового и башенного типов приведена в табл. II.1.

Т а б л и ц а II.1

Параметры	Тип		
	Мачтовая		
	БУ-50Бр-I	БУ-75Бр	БУ-80БрД
Наибольшая допустимая нагрузка на крюк, МН	0,7	1,0	1,4
Высота, м	28,74	40	40,5
Расстояние между опорами ног, м	5,5	6,2	7,2
Размеры площадки кронблока, м	—	—	1,63×1,0
Высота расположения балкона, м	18,65	22,83	22,5
Масса вышки в комплекте, т	9,33	17,33	18,275

## Конструкции вышек

Мачтовая А-образная вышка ВМ45-185Бр состоит из двух четырехгранных ног, каждая из которых представляет собой секции из четырех сварных труб длиной по 10 м. Концы секций снабжены фланцами для соединения их между собой хомутами. На концах верхней секции имеются проушины для соединения с подкронблочной рамой. На раме установлены монтажные козлы для ремонта кронблока. Концы нижней секции соединяются с регулируемыми опорами основания вышечного блока.

Для устойчивости в вертикальном положении вышка снабжена подкосами и одним ярусом растяжек. 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 второго помощника бурильщика.

Четырехгранная нога вышки имеет две несущие нагрузку 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 изготовляют из труб диаметром 60 мм с толщиной стенок 6 мм.

Мачтовая А-образная вышка ВАС-42П состоит из двух несущих нагрузку ног, собираемых из четырех сварных решетчатых ферм, изготовленных из труб. Диаметр несущих нагрузку труб 140 мм. В сечении нога представляет собой равносторонний треугольник со стороной 1,8 м, секции соединяются при помощи фланцев.

Подкосы 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.

вышки						
А-образная			Башенная			
ВМ45-185Бр	ВАС-42П	ВАС-53А	ВМ-41	В-200-41	ВБ-53-300	
1,4	2,0	2,5	1,50	2,0	3,0	
44,6	42,0	53,4	41	41	53	
9,0	9,2	10,78	8	8	10	
1,63×1,0	1,8×2	1,8×1,8	2×2	2×2	2×2	
23,3	24	35	22	22	24	
33,68	21,0	32,5	24,0	25,0	30,3	

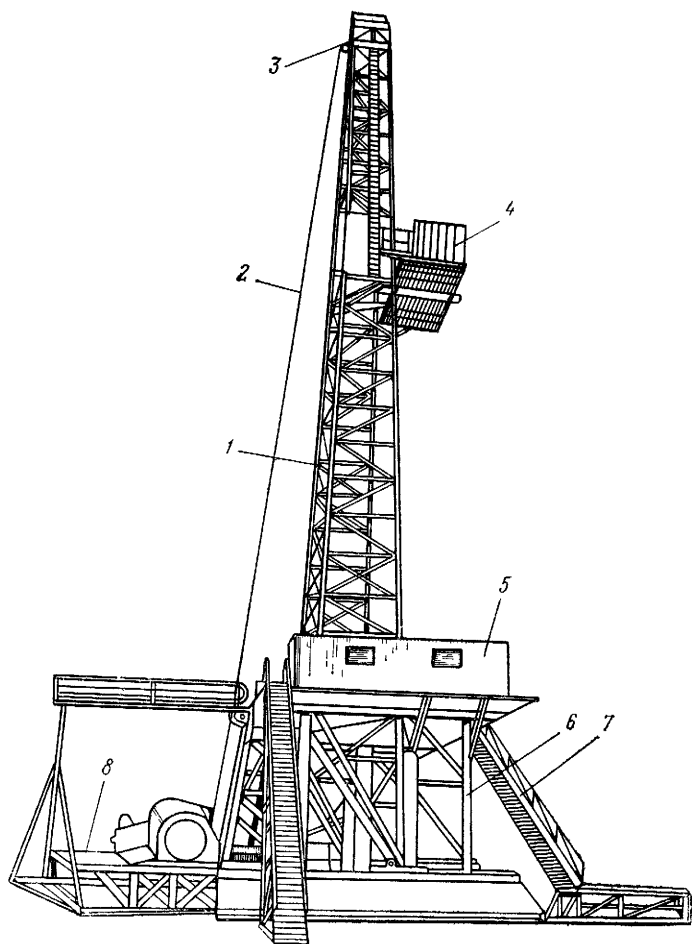


Рис. 11.5. Четырехгранная мачтовая вышка для нагрузок до 6 МН и привышечные сооружения:

1 — мачта; 2 — ведущая ветвь каната; 3 — кронблок; 4 — балкон; 5 — будка бурильщика; 6 — основание вышки; 7 — наклонные мостки; 8 — основание лебедки

В зарубежной практике бурения в настоящее время не применяют вышки башенного типа из-за сложности их монтажа.

Существует довольно большое разнообразие конструкций вышек мачтового типа. Такие вышки используют при нагрузках до 8—10 МН. Высота их обычно не более 43 м, так как свечей длиннее 27 м не применяют. Мачтовые вышки особенно большой грузоподъемности изготовляют с открытой передней гранью из отдельных секций длиной по 10—12 м сваренных

из стального проката. Секции мачты собирают в горизонтальном положении, после чего мачту поднимают.

На рис. II.5 показана четырехгранная мачтовая вышка с открытой передней гранью, к которой прикреплен балкон. Две плоские боковые грани сварены с задней и образуют форму швеллера. Передние стойки несут большую часть нагрузки, задние — меньшую и служат для создания жесткости.

Секции вышки коробчатой формы сварной конструкции из профильного проката. Ось движения талевого блока проходит между передними стойками. Максимальная нагрузка 6 МН, высота вышки 42 м, высота основания ротора 9,6 м и основания лебедки 2 м.

Согласно американским нормам, устойчивость вышки без оттяжек обеспечивается до скорости ветра 150 км/ч. Вышки снабжаются только лестницами-стремянками и иногда подъемниками для второго помощника бурильщика.

### § 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. Эти нагрузки создают вертикальные и горизонтальные усилия.

Вертикальные сжимающие усилия создаются нагрузкой на крюке, весом вышки и ее оборудования и 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 извлеченной бурильной колонны и от действия ветра. Грузоподъемность и прочность вышки зависят от сочетания этих нагрузок.

На рис. II.6 показаны схемы нагрузки на вышку в различные периоды эксплуатации. На вышку могут действовать четыре сочетания нагрузок:

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 часть не более 250 Па (рис. II.6, а);

2) ветровая нагрузка 7 на низ вышки 700 Па при полном пакете свечей за пальцем, крюк не нагружен (рис. II.6, б);

3) нагрузки при подъеме и спуске вышки при силе ветра до 150 Па (рис. II.6, в);

4) максимальная нагрузка на крюке (при ликвидации прихватов, аварии или других операциях) при ветровой нагрузке 7 на боковую поверхность низа вышки не более 150 Па (рис. II.6, г).

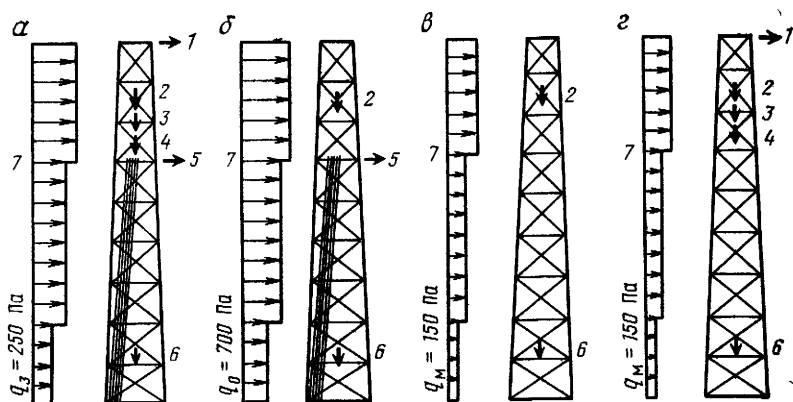


Рис 11.6 Схемы нагрузок, действующих на вышку:

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

## Вертикальные нагрузки

Вертикальная нагрузка на подкронблочную раму вышки

$$P_{\text{в}} = P_{\text{к}} + G_{\text{тс}} + \frac{2P_{\text{к}}}{u}, \quad (11.1)$$

где  $P_{\text{к}}$  — допустимая нагрузка на крюк, Н;  $G_{\text{тс}}$  — вес талевой системы, Н (крюк, талевый блок, канат и кронблок);  $u$  — число струн в оснастке.

Усилие, действующее на более нагруженную ногу и башмак:

$$P_{\text{н}} = \frac{P_{\text{в}} + G_{\text{в}}}{a} - \frac{P_{\text{к}}}{2u}, \quad (11.2)$$

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

## Горизонтальные нагрузки

Горизонтальная составляющая силы, действующей на кронблоке от натяжения ведущей и ведомой ветвей талевых канатов:

$$P_{\text{крг}} = \frac{P_{\text{к}}}{u} (\text{tg } \beta \pm \text{tg } \gamma) \quad (11.3)$$

( $\beta$  и  $\gamma$  — углы между ведущей и неподвижной ветвями каната и вертикальной осью вышки).

Если ветви закреплены противоположно друг другу, то берется знак минус (—), если с одной стороны вышки у лебедки, то плюс (+).

Горизонтальная сила от силы тяжести свечей, установленных за пальцем,

$$P_{сг} = \frac{kG_c}{2 \operatorname{tg} \alpha}, \quad (II.4)$$

где  $k$  — коэффициент, учитывающий отношение расстояния от подсвечника до пальца к длине свечи;  $G_c$  — вес свечей, установленных за пальцем, Н;  $\alpha$  — угол наклона свечей к вертикали, обычно 2—4°.

Равнодействующая от ветрового давления на вышку

$$P_{втг} = q_0 c_i \rho S_i, \quad (II.5)$$

где  $q_0$  — скоростной напор ветра, Па (берется по справочным таблицам; для средней полосы СССР  $q_0 = 450$  Па, для районов Аляски  $q_0 \approx 1000$  Па)  $c_i$  — коэффициент, учитывающий возрастание напора ветра в зависимости от высоты;  $\rho = 2$  — динамический коэффициент, учитывающий период собственных колебаний вышки;  $S_i$  — проекция поверхности панели на вертикальную плоскость, проходящую по оси вышки.

$$S_i = F_i \varphi t.$$

Здесь  $F_i$  — общая площадь панели;  $\varphi = 0,15 \div 0,2$  — коэффициент заполнения панели, для обшитой части вышки  $\varphi = 1,0$ ;  $t$  — аэродинамический коэффициент, для конструкций из профильного проката  $t = 1,4$ , для труб  $t = 1,0$ .

Высота над поверхностью земли, м . . .	<10	20	40	100
Поправочный коэффициент $c_i$ . . . . .	1,0	1,35	1,8	2,2

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.

Нормами, принятыми за рубежом, установлено, что вышка высотой 42 м и менее с комплектом свечей за пальцем должна быть устойчива без учета действия растяжек при скорости ветра до 70 км/ч, что соответствует скоростному напору 460 Па. Вышки большей высоты должны быть рассчитаны на устойчивость с полным комплектом свечей за пальцем при скорости ветра до 110 км/ч и напоре 1070 Па.

Без свечей за пальцем вышка должна быть устойчива при скоростях ветра до 185 км/ч и напоре 2500 Па.

Этими же нормами предусматривается, что горизонтальное усилие на кронблок от составляющей натяжения ведущей и

неподвижной ветвей каната не должно быть более 15 кН, и предполагается, что оно действует в том же направлении, что и горизонтальное усилие от веса свечей и ветра.

#### § 4. ОСНОВАНИЯ

##### Основания вышек для бурения на суше

Основанием называется промежуточная 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 поверхности основания устанавливают ротор и другое оборудование, а в пространстве между устьем скважины и ротором монтируется оборудование для герметизации устья.

Основание несет нагрузку от силы тяжести вышки и действующих на нее усилий в процессе проводки скважины, веса установленного на полу бурового оборудования и свечей в магазинах или от силы тяжести колонны, установленной на роторе.

На рис. II.7 показана схема основания портального типа, состоящего из двух продольных ферм-салазок, на которые устанавливаются поперечные фермы, несущие нагрузку от силы тяжести вышки и свечей. Между ними смонтированы фермы, на которые установлен ротор. Фермы выполняются сварными из профильного проката и собираются на штифтах при помощи стяжек.

На рис. II.8 показано основание вышечного блока буровой установки универсальной монтажеспособности БУ-2500 высотой 5,5 м, рассчитанное на максимальную нагрузку на крюк до 1,4 МН.

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

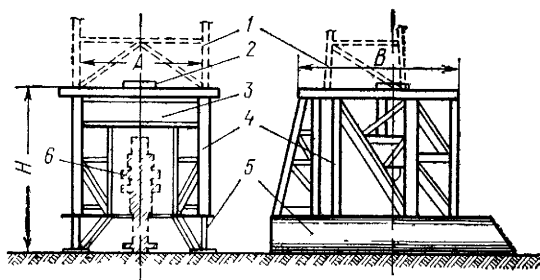


Рис. II.7. Схема основания портального типа:

1 — мачта; 2 — ротор; 3 — центральная ферма ротора; 4 — боковые фермы; 5 — балка нижняя продольная; 6 — оборудование для герметизации устья

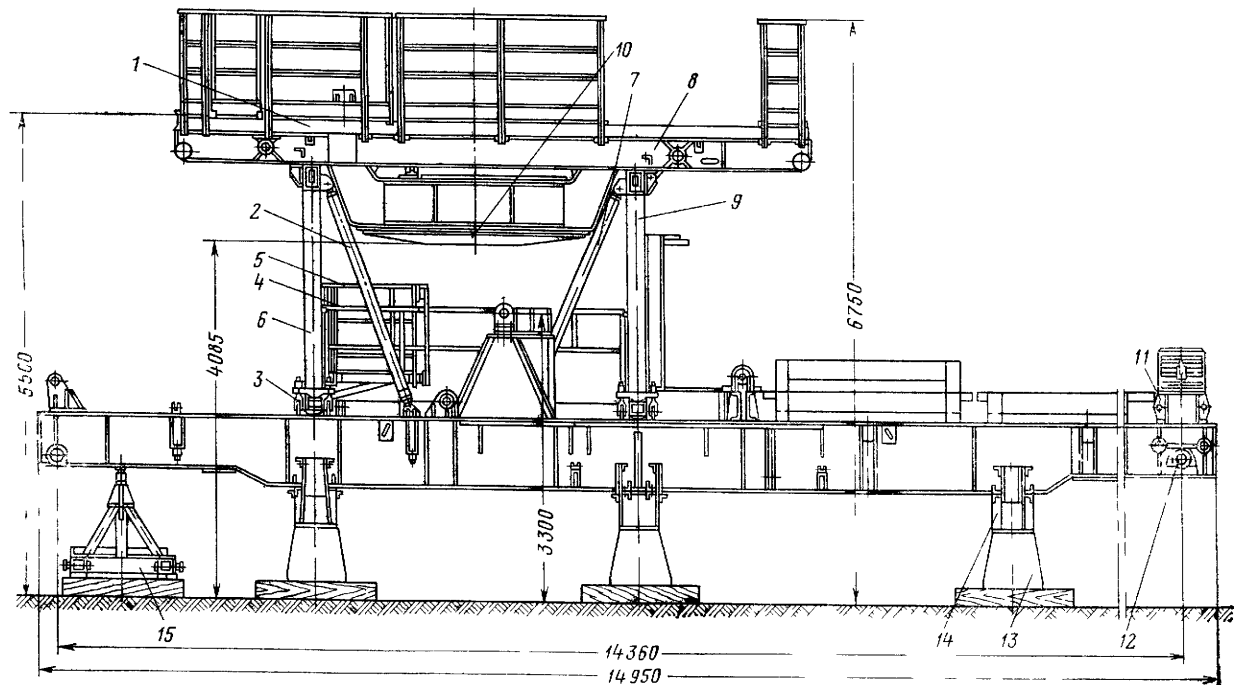


Рис. П.8. Основание вышечного блока буровой установки БУ-2500:

1 — пол буровой; 2 и 7 — подкосы регулируемые; 3 — от-

кидной болт; 4 — ограждения; 5 — площадка для обслуживания клинового захвата; 6, 8, 9 — фермы; 10 и 11 — балки, 12 — поворотное коромысло; 13 и 15 — основная и дополнительная опоры; 14 — тумба

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.

### Параметры оснований вышки

Основными параметрами основания являются наибольшая нагрузка, отметка пола буровой, площадь подсвечников. Наибольшая нагрузка на основание определяется максимально допустимой нагрузкой на ротор, нагрузкой на подсвечник, которые создаются силой тяжести бурильной колонны при наибольшей глубине бурения.

Отметка пола буровой определяется двумя факторами: размещением противовыбросового оборудования на устье скважины и необходимостью обеспечения работы системы очистки раствора.

Высота пола буровой при установке противовыбросового оборудования определяется (рис. II.9) как сумма высот отдельных устройств, входящих в комплект сборки, с учетом высоты установленного на подроторные балки ротора:

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + \delta, \quad (\text{II.6})$$

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

Площадь подсвечников (рис. II.10)

$$F_{\text{п}} = kF_{\text{т}}, \quad (\text{II.7})$$

где  $k = 1,15$  — коэффициент запаса площади;  $F_{\text{т}}$  — теоретическая площадь подсвечников, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{т}} = D^2 n \quad (\text{II.8})$$

( $D$  — диаметр замка трубы, м;  $n$  — число свечей).

В табл. II.2 приведены величины основных параметров оснований по нормам ОСТ 26-02-807-76.

Основания силовых приводов трансмиссий и насосов представляют собой пространственные металлические сварные конструкции из профильного проката с размерами, необходимыми для установки оборудования. Они разбираются на отдельные секции, допускающие перевозку по железным или ав-

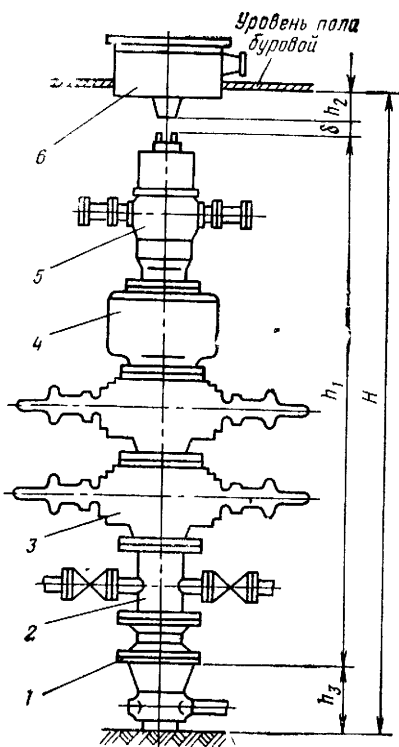
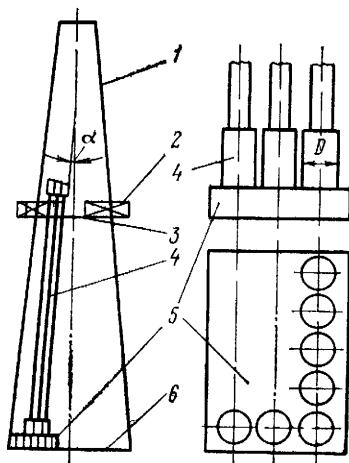


Рис. II.9. Схема определения высоты пола буровой:

1 — фланец колонной головки; 2 — крестовина; 3, 4, 5 — првенторы соответственно плащные, универсальный, вращающийся; 6 — ротор

Рис. II.10. Схема установки свечей:

1 — вышка; 2 — балок; 3 — пальцы; 4 — пакет свечей; 5 — подсвечники; 6 — пол буровой



томобильным дорогам. Соединенные секции этих оснований образуют единый блок.

На рис. II.11 приведены конструкции оснований вышечного, силового и насосного блоков буровой установки Уралмаш

Таблица II.2

Параметры оснований буровых установок для эксплуатационного глубокого бурения

Параметры	Класс буровой установки							
	БУ-2000	БУ-2500	БУ-3000	БУ-4000	БУ-5000	БУ-6500	БУ-8000	БУ-10 000
Допустимая нагрузка, МН:								
подроторных балок	1,2	1,4	1,7	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0
подсвечников	0,5	0,8	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,0
Отметка пола буровой, м	5,5	5,5	6,0	6,0	7,0	7,0	8,0	8,0
Полезная площадь подсвечников, м <sup>2</sup>	2,5	5,0	5,0	8,0	8,0	10,0	12,0	16,0

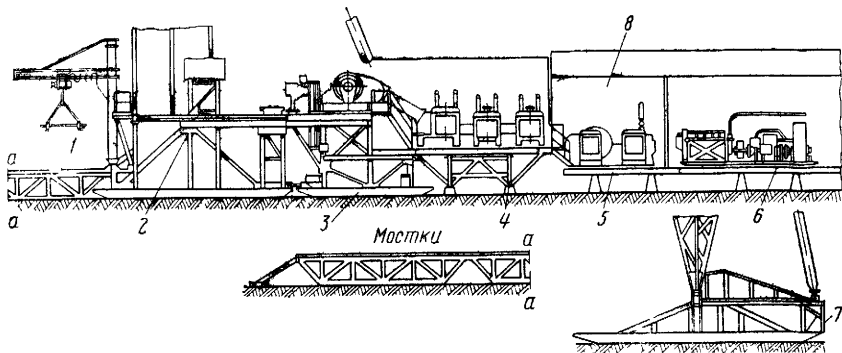


Рис. П.11. Металлические сооружения буровой установки БУ-3000:  
 1 — мостки со сгеллажами; 2 — блок подсвечников; 3 — блок лебедки; 4 — основание силового блока; 5, 6 — основания насосного блока; 7 — выщечный блок; 8 — укрытие

БУ-3000. Высота оснований силового блока составляет 2,0—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 рифленным 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. П.12, а).

На основание одновременно действуют нагрузки на ногу вышки от ее веса  $G_v$ , усилия на крюке  $P_k$ , веса оборудования, настилов, укрытий, ограждений и других узлов, смонтированных на полу буровой  $G_{об}$  и веса пакета свечей  $G_c$ .

Общая вертикальная нагрузка на основание вышки

$$Q_{01} = P_k + G_v + G_c + G_{об}. \quad (П.9)$$

Если неподвижный конец каната укреплен к тому же элементу основания, что и шарнир ноги вышки, то он нагружает

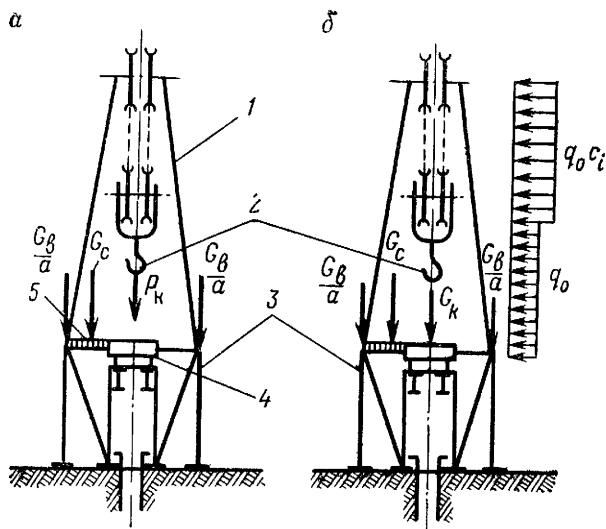


Рис. II.12. Схема нагрузок на основание вышки:

*a* — полный комплект свечей, установленный на подсвечнике, крюк нагружен максимальным весом обсадной колонны; *б* — полный комплект свечей, установленный на подсвечнике, ротор нагружен максимальным весом обсадной колонны; 1 — вышка; 2 — крюк; 3 — основание вышки; 4 — ротор; 5 — подсвечник

только шарниры и ногу вышки, не увеличивая осевой нагрузки на основание. Ведущая ветвь каната при натяжении как бы уменьшает действие силы тяжести лебедки на основание, но увеличивает нагрузку на ноги вышки. Если лебедка устанавливается на основание силового блока, то горизонтальная составляющая тягового усилия ведущей ветви создает опрокидывающий момент, что необходимо учитывать при определении устойчивости вышки.

2. Полный комплект свечей бурильной колонны установлен на подсвечнике  $G_c$ , а на ротор установленна обсадная колонна максимального веса  $G_k$ , на вышку действует ветровая нагрузка  $q_0$ , а крюк не нагружен (рис. II.12, б). На основание действует также вес вышки  $G_b$  и оборудования  $G_{об}$ :

$$Q_{02} = G_c + G_k + G_b + G_{об}. \quad (II.10)$$

Вес обсадной колонны  $G_k = (1,7 \div 2,2) G_c$ .

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

Размеры опорной поверхности  $S_0$  основания зависят от характера грунтов или типа фундамента, на который оно устанавливается:

$$S_0 = Q_{\phi} / \sigma_r, \quad (\text{II.11})$$

где  $Q_{\phi} = Q_0 + G_{oc}$  — наибольшая нагрузка на фундамент, Н;  $Q_0$  — нагрузка на основание, выбирается наибольший из  $Q_{01}$  и  $Q_{02}$ ,  $G_{oc}$  — вес основания, Н;  $\sigma_r$  — допускаемое напряжение сжатия грунта или промежуточного фундамента, Па.

Допустимые напряжения сжатия  $\sigma_r$  (в МПа) для некоторых материалов приведены ниже.

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

Когда сопротивление грунта низкое, насыпают слой балласта из гравия или делают выкладку из деревянных брусьев, или укладывают слой бетона толщиной 0,3—0,5 м, на который потом устанавливают металлическое основание. В болотистых местах насыпают слой балласта в виде острова, выкладывают рельсы на шпалах, по которым перемещают установку для бурения куста скважин. Выбор того или иного решения зависит от грунтовых условий, имеющихся материалов, длительности пребывания буровой установки на точке бурения. Лучшим является вариант, отвечающий условиям прочности и в то же время наиболее экономичный из выполнимых в данных условиях.

## § 6. УСТОЙЧИВОСТЬ БУРОВЫХ СООРУЖЕНИЙ

Вышки в современных буровых установках устанавливают на высокие основания и прочно крепят к ним, особенно вышки мачтового типа. В этих случаях 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 основании (точка  $B$  на рис. II.13):

$$M_{ов} = P_{кр} h + P_{вт} (h_b - H) + P_{с} h_{п}, \quad (\text{II.12})$$

где  $P_{кр}$  — горизонтальная составляющая от усилия натяжения ведущей и ведомой ветвей талевого каната, Н, формула (II.3);

$P_{втр}$  — равнодействующая от ветрового давления на вышку, Н, формула (II.5);  $P_{сг}$  — горизонтальная составляющая от веса пакета свечей, Н, формула (II.4);  $h$  — высота вышки, м;  $h_{в}$  — расстояние от опорной поверхности вышки до точки приложения ветровой нагрузки, м;  $h_{п}$  — расстояние от опорной поверхности вышки до верхнего магазина пакета свечей, м.

Момент устойчивости вышки на основании —

$$M_{ув} = G_{в}b, \quad (II.13)$$

где  $G_{в}$  — сила тяжести ненагруженной вышки, Н;  $l$  — расстояние от оси скважины до точки В крепления подкоса, м.

Для обеспечения устойчивости

$$M_{ув} = M_{ос}k. \quad (II.14)$$

Момент опрокидывания сооружения основание — мачтовая вышка относительно точки А при установке лебедки ниже пола буровой

$$M_{ос} = P_{крг}(H + h) + P_{втр}h_{в}. \quad (II.15)$$

Момент устойчивости сооружения мачта — основание

$$M_{ус} = (G_{в} + G_{о})b, \quad (II.16)$$

где  $G_{о}$  — сила тяжести основания, Н;  $b$  — расстояние от оси скважины до точки А, м.

Для обеспечения устойчивости сооружения

$$M_{ус} \geq M_{ос}k. \quad (II.17)$$

Основное условие устойчивости

$$k = \frac{M_{о}}{M_{в}} \leq 1,15 \div 1,20, \quad (II.18)$$

где  $k$  — запас устойчивости;  $M_{о}$  — опрокидывающий момент, создаваемый внешними силами системы относительно линии опрокидывания;  $M_{в}$  — восстанавливающий момент, создаваемый

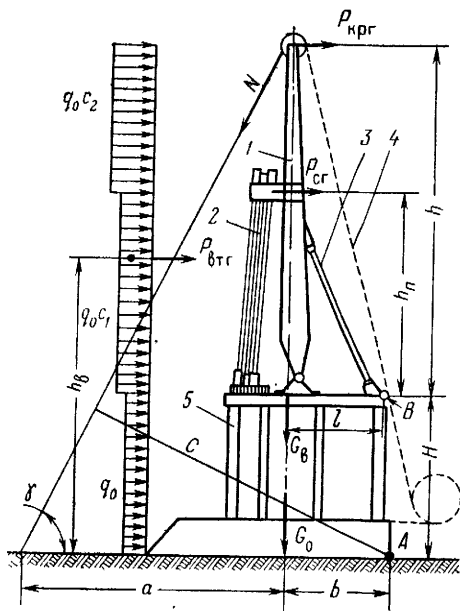


Рис. II.13. Схема расчета устойчивости бурового сооружения:

1 — мачта; 2 — пакет свечей; 3 — подкос вышки; 4 — ведущая ветвь каната; 5 — основание

внешними силами системы относительно той же линии опрокидывания.

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

$$M_o = P_1x_1 + P_2x_2 + \dots + P_nx_n. \quad (\text{II.19})$$

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

Аналогично вычисляется восстанавливающий момент.

Для расчета прочности обычно принимают одну оттяжку, так как добиться одинакового натяжения оттяжек трудно, а излишнее предварительное натяжение может вызвать дополнительные горизонтальные силы и напряжения в них. Поэтому в рабочем положении без ветра оттяжки должны иметь слаbinу и одинаковую стрелу провеса.

Натяжение оттяжки сооружения вышка — основание

$$N = \frac{M_{oc}}{C} = \frac{M_{oc}}{(a + b) \sin \gamma}, \quad (\text{II.20})$$

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

В зависимости от величины действующей силы в оттяжке выбирают ее диаметр с учетом коэффициента запаса прочности каната (обычно 2—3). Если оттяжки устанавливают 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.

## § 7. ЭЛЕМЕНТЫ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИИ

*Подроторные балки* (рис. II.14) являются ответственными узлами основания. Они выполняются из профильного или листового проката и снабжаются ребрами жесткости для повышения устойчивости. Основания прикрпляют к фермам болтами либо пальцами. Опорные части фермы, к которым крепят балки, рассчитывают на установку роторов различных размеров. При необходимости подроторные балки могут быть перевернуты так, чтобы изменилась высота расположения стола ротора относительно пола буровой. 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 высотой не менее 0,07 м. 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.

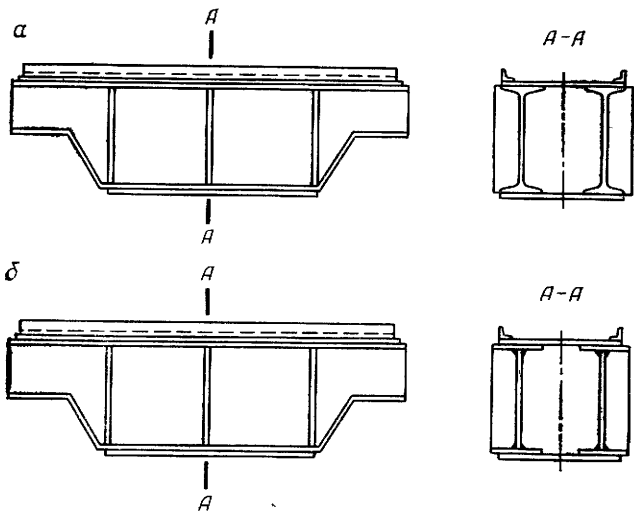


Рис. II.14. Подроторные балки:  
*a* — из профильного проката; *б* — из листового проката

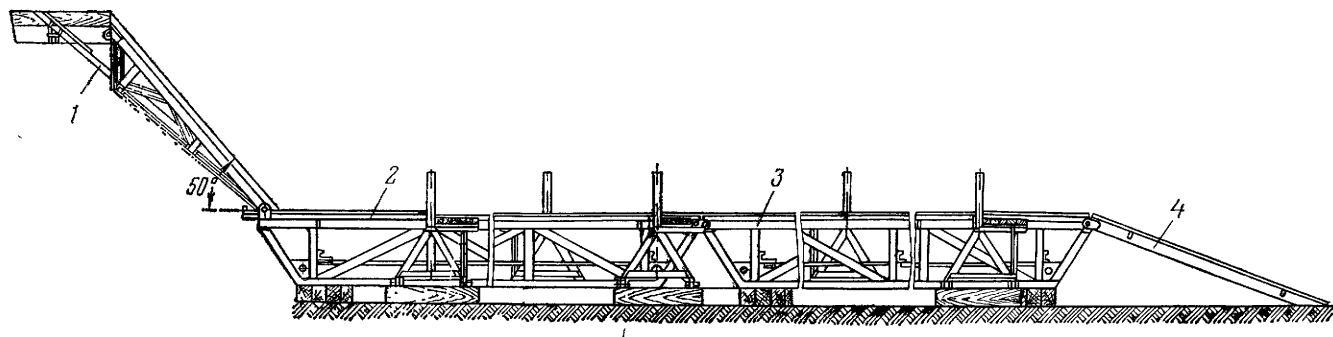


Рис. II.15. Приемный мост буровой установки:  
*1* — желоб приемный; *2, 3* — мостки; *4* — трап

*Приемные мостки и стеллажи* для труб (рис. II.15) 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 узлов бурового оборудования, инструмента, бурильных и обсадных труб и других грузов.

Габаритные размеры приемных мостков, ограждающих и переходных устройств должны соответствовать правилам Госгортехнадзора. Высота приемных мостков определяется высотой транспортных средств, обслуживающих буровую установку, и выбирается в пределах 1,2—2,0 м. Длина горизонтальной части их обычно составляет 15 м, ширина 2,0—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 количество должно соответствовать полному комплекту бурильных труб для обеспечения проектной глубины скважины.

*Лестницы и ограждения.* Количество лестниц, необходимых для подъема на основания, определяется конструкцией буровой установки. Размеры их и размеры перил, ступенек выполняются в соответствии с правилами Госгортехнадзора. Тетива лестниц изготавливается из гнутого профиля или профильного проката таврового сечения, перила и стойки—из труб. Закрепление лестниц к фермам основания—шарнирное.

*Буровые укрытия* предназначены для 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 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.

*Соединительные узлы.* Трудоемкость сборки и разборки металлоконструкций оснований в значительной мере зависит от типов и числа разъемных соединений. Наиболее целесообразно применять быстроразъемные соединения.

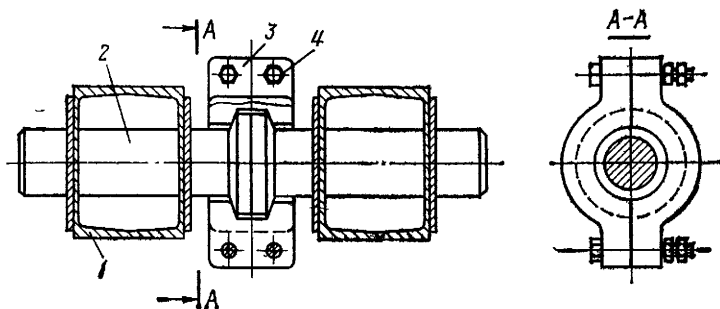


Рис. II.16. Быстроразъемное соединение:  
1 — ферма; 2 — стержень; 3 — полухомут; 4 — стяжной болт

На рис. II.16 показано соединение ферм основания на полухомутах. Жесткость его обеспечивается плотным соприкосновением фланца патрубка с полухомутами. Весьма экономичны и надежны соединения на пальцах и высокопрочных болтах большого диаметра. В соединениях с высокопрочными болтами усилия передаются силами трения, возникающими по соприкасающимся плоскостям.

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

## § 8. МОНТАЖ И ТРАНСПОРТИРОВКА БУРОВЫХ СООРУЖЕНИЙ

### Монтаж и транспортировка оснований

Буровые установки в пределах промысла транспортируются обычно с оборудованием, установленным на основаниях. Транспортировка на небольшие расстояния, если позволяют дорожные условия, осуществляется крупными блоками, иногда даже с поднятой мачтой. Перемещение осуществляется при помощи тракторов или тягачей на специальных тракторных тележках.

В обычных дорожных условиях сооружения, основания и оборудование перевозят отдельно на автотяжеловозах или на гусеничных тележках отдельными блоками, и сборка буровой

установки осуществляется на площадке, заранее подготовленной у устья будущей скважины.

Если основания перевозят без оборудования, то сначала устанавливают вышечный блок так, чтобы вертикальная ось отверстия ротора совпала с осью скважины. Затем устанавливают основания лебедки и силового блока, после чего на них монтируют все необходимое оборудование и вышку. Монтаж осуществляется с помощью монтажных стрел и лебедок, установленных на автотягачах или тракторах.

## **Монтаж и транспортировка вышек**

Способы монтажа и демонтажа вышек во многом определяются их конструкцией. Секционные мачтовые вышки разбирают на цельносварные узлы (секции). Собираются они 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.17 приведена схема подъема вышки мачтового типа с помощью буровой лебедки и подъемной стрелы.

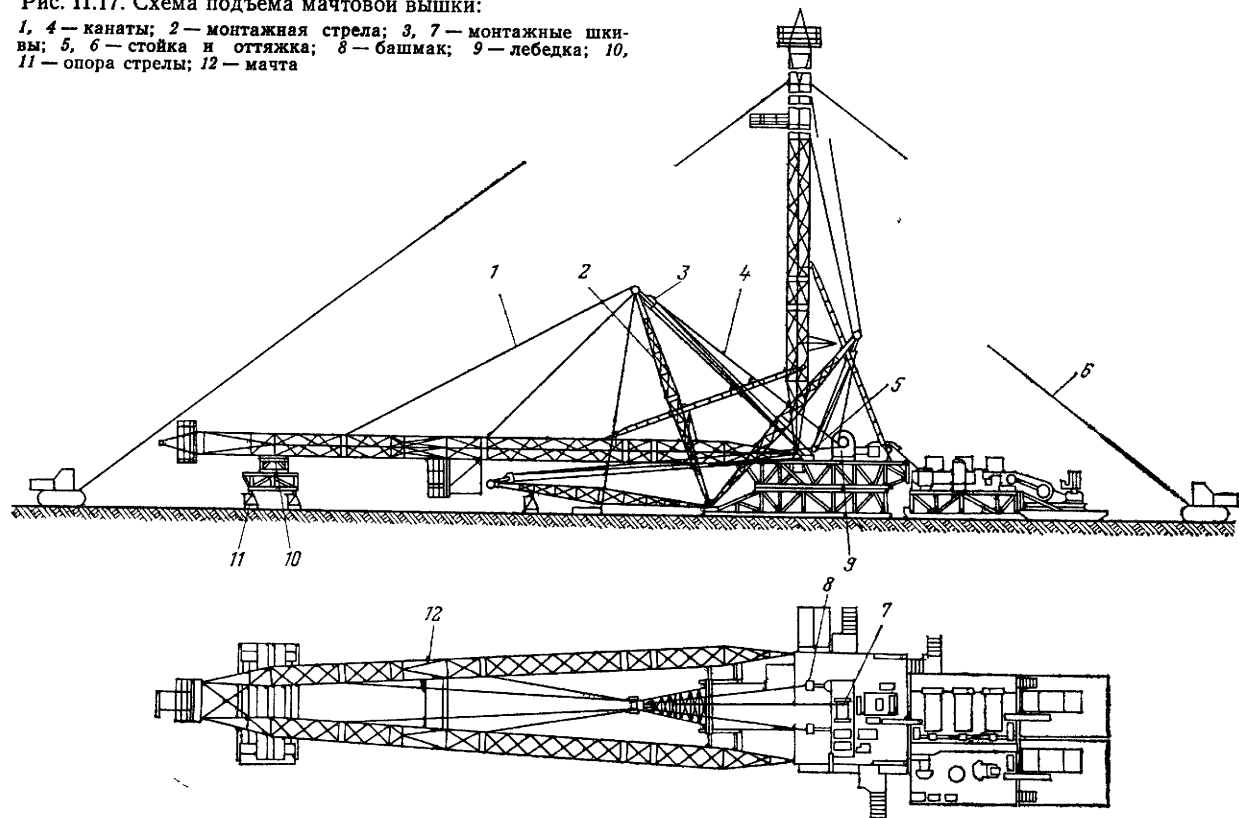
Мачтовые вышки можно транспортировать без разборки в рабочем и горизонтальном положении, а также отдельными секциями автотранспортом.

Вышки башенного типа разбирают на отдельные части (стержни). Наиболее распространенным способом сборки является метод монтажа «сверху вниз» с помощью специального вышечного подъемника. Особенность его заключается в том, что монтаж вышки начинается с верхних секций. Первыми монтируются козлы и подкронблочные балки, затем к ним присоединяют верхнюю секцию, собираемую внутри вышечного подъемника. Ее поднимают с помощью приспособления на высоту следующей секции. Монтируют следующую секцию вышки и присоединяют ее 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 сборка в горизонтальном положении с последующим подъемом в рабочее положение не распространены, так как затруднена механизация строительства и приходится вести работы на большой высоте. Поэтому вышки башенного типа целесообразно применять при условии транспортирования их на новую точку в вертикальном положении без разборки. Исключение составляет глубокое бурение, когда сроки строительства буровых не имеют решающего значения.

Рис. II.17. Схема подъема мачтовой вышки:

1, 4 — канаты; 2 — монтажная стрела; 3, 7 — монтажные шкивы; 5, 6 — стойка и оттяжка; 8 — башмак; 9 — лебедка; 10, 11 — опора стрелы; 12 — мачта



## § 9. БУРОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ ДЛЯ БУРЕНИЯ НА МОРЕ

В связи со значительным расширением объема бурения скважин на нефть и газ на море и морских шельфах в настоящее время созданы различные буровые сооружения. Их можно разделить на несколько типов.

*Эстакады или искусственные острова*, на которых монтируют буровые установки. Верхняя поверхность эстакады образует площадку, расположенную на 6—15 м над уровнем воды, на которой на специальных основаниях монтируется вышка башенного типа.

Комплектом бурового оборудования с каждой такой площадки бурят от 3 до 20 скважин в зависимости от условий и размеров площадки. Оборудование по окончании бурения очередной скважины перемещается практически без разборки на другую точку, расположенную в нескольких метрах от ранее пробуренной скважины.

Оборудование устья скважин и его герметизации в этих случаях применяется такое же, как и при бурении скважин на суше. На рис. II.18 показана схема такой эстакады. Бурение с подобных эстакад ведут при глубинах дна моря от 10 до 300 м.

*Плавающие буровые установки (ПБУ)* самоподъемного типа представляют собой сооружения, состоящие из понтона упрощенной формы, снабженного тремя — пятью опорными колоннами, буровой вышкой и комплектом бурового оборудования (рис. II.19). При перемещении понтона опорные колонны поднимают. В рабочем положении они опущены до упора на дно, а понтон поднимают на 6—12 м в зависимости от интенсивности волнения моря. Затем вдавливают опорные колонны в грунт, иногда на глубину 15 м.

Поднимают понтон механическими или гидравлическими подъемниками. При использовании гидравлических подъемников подъем ПБУ в рабочее положение осуществляется циклично по шаговой системе.

Буровое энергетическое оборудование и жилые помещения для обслуживающего персонала размещены внутри понтона. Вышка и подъемное оборудование в ряде случаев находятся на передвижной платформе, что позволяет бурить несколько скважин (3—5) без перемещения понтона.

На ПБУ имеются хранилища для топлива, бурового раствора, труб и других материалов, благодаря чему ПБУ представляют собой автономную установку, которая в случае сложных погодных условий может работать несколько недель без связи с берегом. Таким образом, ПБУ является как бы плавучей буровой площадкой, устанавливаемой на сваях-колоннах в точке бурения. Верхняя часть кондуктора бурящейся скважины и ее устье расположены выше уровня моря.

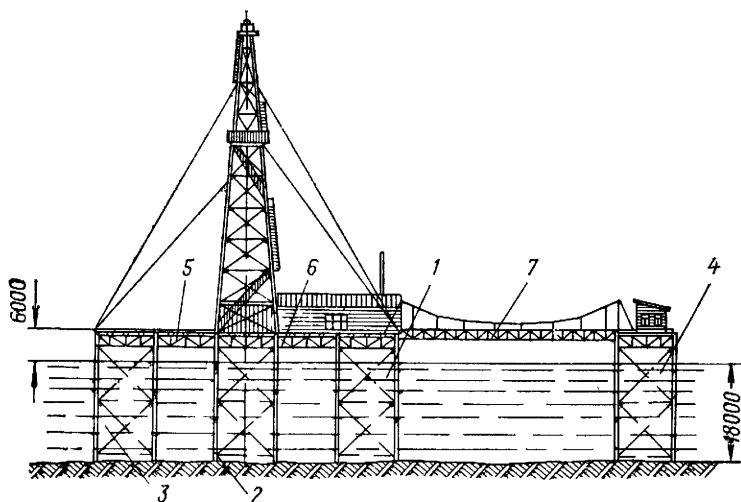


Рис. П.18. Буровая установка, смонтированная на металлическом основании на море МОС-3:

1, 3, 4 — блоки опоры оснований; 2 — опора вышки; 5, 6 — секции верхних ферм, 7 — пешеходный мост

ПБУ применяют главным образом для бурения разведочных скважин больших глубин (6000 м и более). По окончании бурения, если скважина окажется непродуктивной, то ее ликвидируют, а кондуктор срезают на уровне дна моря. Если пробуренная скважина окажется продуктивной, то строят стационарную площадку-эстакаду на металлических фермах для дальнейшей эксплуатации пробуренной скважины, а ПБУ перевозят на другую точку. При этом буровое оборудование устья скважины демонтируют и заменяют его эксплуатационным. По окончании буровых работ опорные колонны поднимают и ПБУ перемещают на новую точку бурения.

*Буровые суда (БС)* применяют для бурения разведочных и эксплуатационных скважин при больших глубинах дна моря (150 м и более), где строительство эстакад экономически нецелесообразно или технически невозможно. В настоящее время имеются БС, рассчитанные на бурение скважин при глубинах дна моря более 1000 м. В этих случаях устье скважины монтируется на дне моря. На устье устанавливают противовыбросовое оборудование, автоматически управляемое с поверхности моря с бурового судна. Устье скважины связано с БС водоотделяющей колонной с телескопическим устройством.

Буровое судно плавучего типа закрепляется над устьем при помощи якорной системы и ориентирующих устройств. При волнениях моря судно подвергается качке, и расстояние от устья до судна, где находится буровое оборудование,

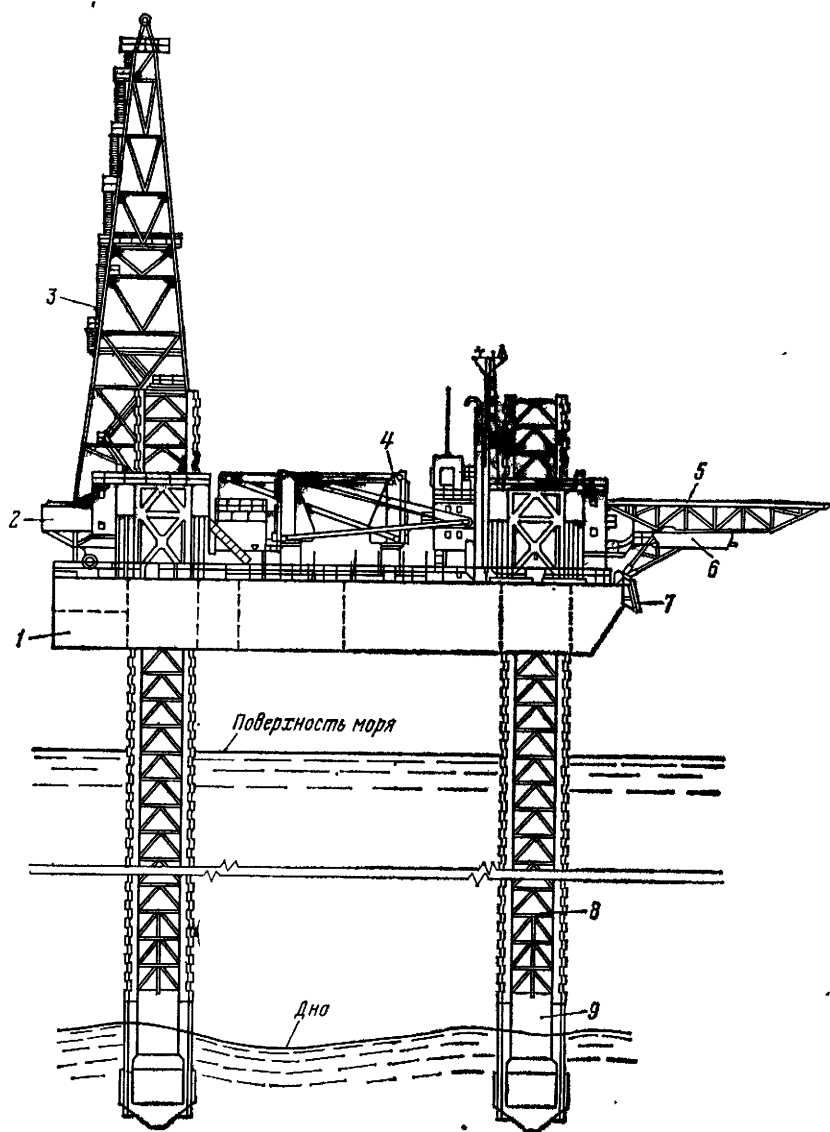


Рис. П.19. Плавающая буровая установка ПБУ с четырьмя опорными колоннами:

1 — понтон; 2 — подвышечное основание порталного типа; 3 — вышка башенная; 4 — кран; 5 — ферма; 6 — шлюпка; 7 — якорные устройства; 8 — опорные колонны; 9 — башмаки колонны

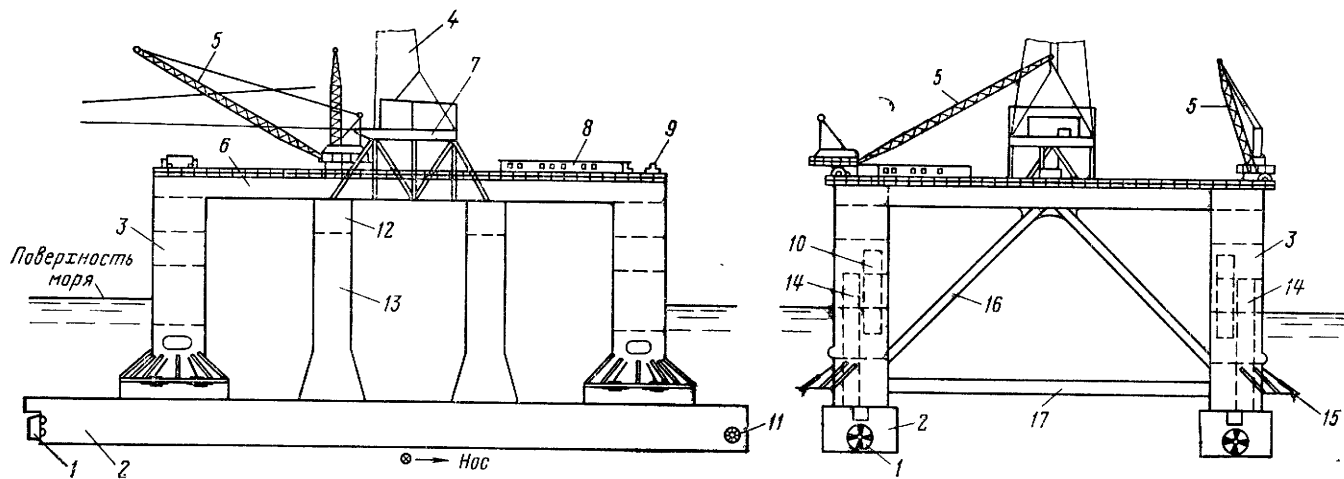


Рис. П.20. Полупогружное буровое судно:

1 — движители; 2 — понтоны; 3 — угловые колонны; 4 — вышка;  
5 — краны-стрелы; 6 — рабочая площадка; 7 — основание вышки;

8 — жилая рубка; 9, 15 — якорные устройства; 10 — цистерны пресной воды; 11 — подруливающее носовое устройство; 12 — балласт;  
13 — промежуточная колонна; 14 — цепные ящики; 16 — подкосы;  
17 — распоры

изменяется. При бурении с БС оборудование для герметизации устья скважины и система его управления значительно сложнее, чем при бурении со стационарных площадок. Подъемная система буровой установки также отличается от обычной. Она должна обеспечивать при бурении ствола неизменность расстояния между крюком и забоем скважины при перемещающемся от качки судне.

Буровое судно, являющееся плавучим основанием буровой, представляет собой или обычное морское судно, или судно с погружающимся под воду корпусом, называемым полупогружным. Корпус современных полупогружных судов (ПБС) имеет три основных элемента: рабочую площадку, понтон и колонны, которые поддерживают верхнюю рабочую площадку (рис. II.20).

Понтон служит для поддержания ПБС на плаву как во время транспортировки, так и в рабочем состоянии. Он соединен с рабочей площадкой, на которой расположены подъемная система, мачта, ротор, трубы, жилые помещения и другое оборудование.

При транспортировке мачта иногда укладывается в горизонтальное положение. Во время транспортировки ПБС плавает на понтонах с минимальным балластом в корпусе, служащим для его дифферентовки. На точке бурения отсеки понтонов заполняются балластом (водой), благодаря чему ПБС погружается на заданную глубину. Понтоны в рабочем положении находятся под водой, в зоне ослабленного волнового действия, а рабочая площадка над водой, вне зоны волнового действия.

Устойчивость ПБС обеспечивается балластом в отсеках понтона, а при циклических колебаниях, вызываемых волнением, — широко расставленными колоннами и большой инерцией подводных частей судна. Большая парусность ПБС и волновая нагрузка требуют для его удержания мощной якорной системы. Достаточно сказать, что масса якорной системы некоторых ПБС достигает 500 т без учета брашпильей.

Габаритные размеры ПБС: длина 80—125 м, ширина 60—105 м, высота палубы 30—55 м, водоизмещение 7—35 тыс. м<sup>3</sup>, установленная мощность 4500—10000 кВт.

В настоящее время в мире насчитывается около двухсот буровых судов различных типов и конструкций, построенных по индивидуальным проектам.

## Глава III

# ТАЛЕВАЯ СИСТЕМА И СПУСКО-ПОДЪЕМНЫЙ ИНСТРУМЕНТ

### § 1. НАЗНАЧЕНИЕ, СХЕМЫ И УСТРОЙСТВО

Подъем и спуск бурильных труб для замены изношенного долота, отбора керна, производства ловильных или других работ в скважине, а также спуск обсадных труб являются частью процесса проводки скважин при всех способах вращательного бурения. Талевая система (рис. III.1) предназначена для проведения этих работ, а также для поддержания на весу спущенных в скважину бурильных труб в процессе бурения. Она представляет собой полиспастный механизм, который состоит из кронблока 4, талевого блока 2, подъемного крюка 1 и стального каната 3, являющегося гибкой связью между буровой лебедкой 6 и подъемным крюком, и механизма крепления неподвижного конца каната 5.

На верхней площадке буровой вышки устанавливается кронблок 4. Подвижный талевый блок 2 соединяется с кронблоком талевым канатом 3, один конец которого крепится к барабану лебедки, а второй через приспособление к основанию вышки. К талевому блоку присоединяется крюк, на котором подвешивается на штропах элеватор для труб или вертлюг. В настоящее время талевый блок и подъемный крюк заводы-изготовители объединяют в один механизм — крюкоблок.

Число шкивов кронблока в одной системе всегда на один больше, чем в талевом блоке, а число ветвей каната в оснастке четное:

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

где  $z_{тб}$  и  $z_{кб}$  — число шкивов талевого блока и кронблока.

Характеристика типоразмеров талевых систем приведена в табл. III.1.

Число блоков, их размеры и число ветвей каната в талевой системе определяются допустимой нагрузкой на крюк, тяговым усилием лебедки, числом слоев навивки талевого каната на барабан лебедки.

Скорость ведущей ветви каната  $v_v$  по условиям намотки на барабан лебедки не должна превышать 20 м/с:

$$v_v = v_k u \leq 20 \text{ м/с} \quad (III.2)$$

( $v_k$  — скорость крюка, м/с;  $u$  — число струн в оснастке).

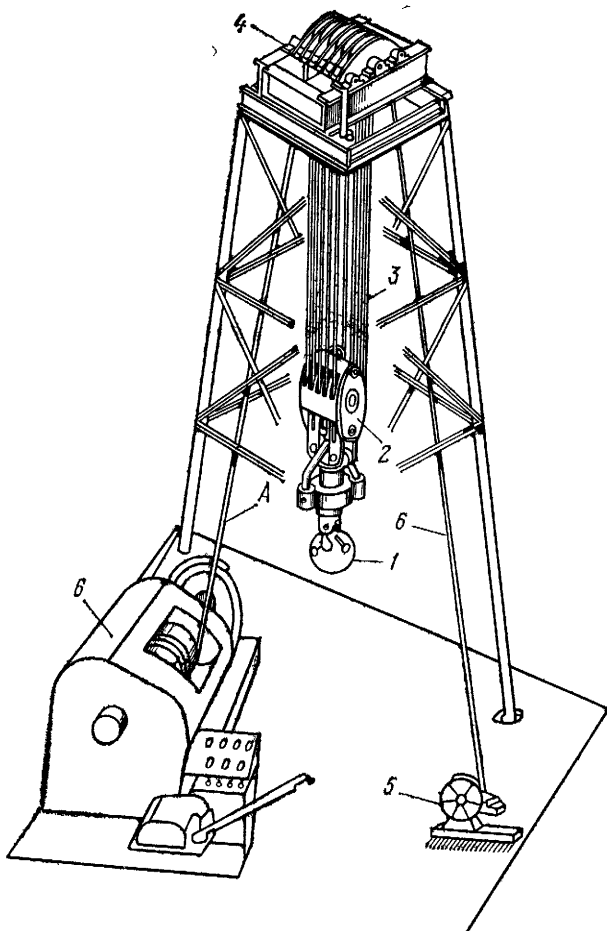


Рис. III.1. Талевая система

При этом число слоев навивки каната на барабан лебедки стремятся выбрать наименьшее. Чем больше шкивов и ветвей каната в оснастке, тем сильнее истирается канат, а чем меньше шкивов и ветвей, тем канат более нагружен и сокращается его усталостная долговечность.

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  $42 d$ ) и более жесткие, но износостойкие канаты с линейным касанием проволок в пряди

Таблица III.1

## Характеристика талевых систем

Параметры	Класс буровой установки							
	БУ-2000	БУ-2500	БУ-3000	БУ-4000	БУ-5000	БУ-6500	БУ-8000	БУ-10 000
Допустимая нагрузка на крюке, МН	1,20	1,40	1,70	2,00	2,50	3,20	4,00	5,00
Наибольшая оснастка	4×5	4×5	5×6	5×6	6×7	6×7	6×7	7×8
Диаметр шкива по дну желоба, м	0,9	1,08	1,08	1,14	1,14	1,28	1,36	1,6
Диаметр каната, мм	25	28	28	32	32	35	38	38—42

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 ходового конца каната.

Если на подъемном крюке подвешена колонна весом  $Q_k = 1,50$  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 набегающего (ведущего) конца каната будет

$$P_v = \frac{Q_k + Q_{тс}}{2z_{тб}\eta_{тс}}, \quad (III.3)$$

где  $Q_k$  — нагрузка на крюке, МН;  $Q_{тс}$  — вес талевого блока, крюка и каната, МН;  $z_{тб}$  — число шкивов талевого блока;  $\eta_{тс}$  — к. п. д. талевой системы.

Если  $Q_k = 1,5$ ;  $Q_{тс} = 0,08$ ;  $z_{тб} = 5$ ;  $\eta_{тс} = 0,81$ , то

$$P_v = \frac{1,5 + 0,08}{2 \cdot 5 \cdot 0,81} = 0,197 \text{ МН}. \quad (III.4)$$

Следовательно, при десятиструнной оснастке мы выигрываем в силе почти в 8 раз ( $1,5 : 0,197$ ). Однако одновременно с этим скорость подъема труб снижается в 10 раз.

Таким образом, талевая система позволяет при принятых в буровых установках скоростях подъема использовать канаты диаметром 28—42 мм при любой глубине бурения.

Кронблоки и крюкблоки классифицируются по трем основным параметрам: максимально допустимой нагрузке, наружному

диаметру шкивов и числу шкивов. Эти параметры часто используются в качестве их шифра.

Основными присоединительными размерами кронблоков и крюкоблоков являются (в составе буровой установки):

наружный диаметр шкивов;

размер профиля желоба шкивов;

число шкивов;

размеры узлов крепления рамы кронблока к вышке.

## Процесс спуско-подъемных операций

Спуско-подъемные операции (СПО) при бурении скважин являются наиболее трудоемкими и тяжелыми работами, на которые затрачивается в среднем 18—20% всего календарного времени бурения. Особенно много времени занимают эти работы при бурении глубоких скважин, а тем более в тяжелых условиях бурения.

Для облегчения труда рабочих при выполнении спуско-подъемных операций и устранения опасных приемов работ в нашей стране проведены исследования, в результате которых были созданы механизм спуско-подъема (МСП), автоматический спуско-подъем (АСП), ключи для свинчивания труб (АКБ-3М), пневматические клиновые захваты, пневмораскрепители.

Процесс подъема бурильной колонны из скважины состоит из циклически повторяющихся в определенной последовательности операций:

а) подъема всей колонны на длину, немного большую длины одной свечи;

б) остановки колонны в подвешенном состоянии;

в) установки колонны на стол ротора на клинья и освобождения поднятой свечи от растягивающей нагрузки;

г) отвинчивания свечи от колонны и установка ее внутри буровой в специальный магазин;

д) спуска ненагруженного крюка и элеватора для подъема очередной свечи;

е) остановки крюка для захвата свечи;

ж) захвата и подъема колонны на длину следующей свечи.

Спуск колонны производят в обратной последовательности.

## § 2. СТАЛЬНЫЕ ТАЛЕВЫЕ КАНАТЫ

### Типы талевых канатов

Стальные талевые канаты (рис. III.2) изготовляют различных конструкций из высокоуглеродистой высокомарганцовистой канатной проволоки с пределом прочности 1600—1800 МПа. Эти канаты широко применяются в нефтяной промышленности. Они

Рис. III 2 Талевые канаты различной свивки:

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

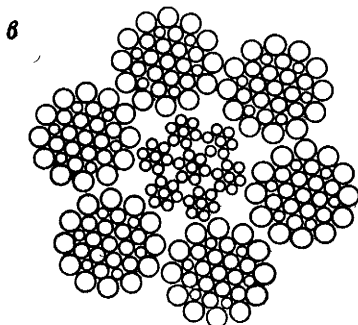
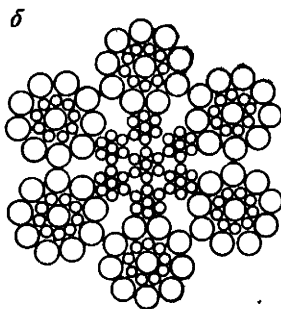
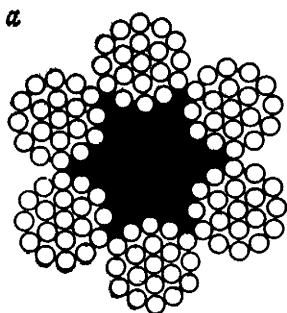
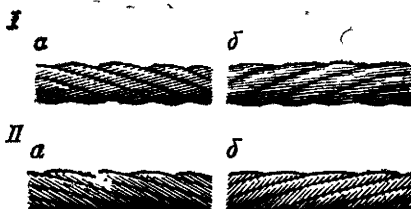


Рис. III 3. Талевые канаты различных конструкций:

а — тип ТК  $6 \times 19 = 114$  с органическим сердечником; б — тип ЛК-06  $6 \times 19 = 114$  с металлическим сердечником; в — тип ЛК-РО  $6 \times 31 = 186$  с металлическим сердечником

являются частью талевой системы, ее гибкой связью между буровой лебедкой и подъемным крюком. Наиболее распространены в нефтедобывающей промышленности шестипрядные канаты с металлическим или органическим сердечником.

В канате ЛК-РО  $6 \times 31$  каждая прядь состоит из 31 проволоки, а общее число проволок 186, не считая металлического сердечника. В зависимости от диаметра каната изменяется диаметр проволок пряди.

По характеру касания проволок канаты делятся на три типа: ТК (с точечным касанием проволок), ЛК (с линейным касанием проволок) и ТЛК (с точечно-линейным касанием).

На рис. III.3 приведены талевые стальные канаты различных конструкций: с точечным касанием проволок в прядях

(рис. III.3, а) — тип ТК, с линейным касанием проволок (рис. III.3, б) — тип ЛК и с точечно-линейным касанием (рис. III.3, в) — тип ЛК-РО. Канаты типа ТЛК-О с органическим сердечником и типа ЛК-РО с металлическим сердечником конструкции  $6 \times 31 = 186$  хорошо зарекомендовали себя в талевых системах буровых установок при бурении глубоких скважин. Для бурения на небольшие глубины, где более легкие условия работы, целесообразнее применять простые и дешевые конструкции канатов — ТК  $6 \times 19 = 114$  с органическим сердечником.

Канат ЛК-РО  $6 \times 31 + 1$  м. с. (рис. III.3, в) расшифровывается следующим образом: канат с линейным касанием (ЛК) проволок, состоящий из 6 прядей с 31 проволокой в каждой пряди. Буквы РО обозначают, что в одних слоях прядей каната проволоки одинаковой толщины, а в других слоях — разной. Прядь состоит из 1-й центральной проволоки, 6 проволок одинаковой толщины в первом слое пряди, 12 проволок разной толщины (в том числе 6 большой толщины и 6 малой толщины) во втором слое и 12 проволок одной толщины в третьем слое пряди. Металлический сердечник каната обозначается 1 м. с. (состоит из 7 прядей по 7 проволок в каждой).

Пряди, сердечник и канат в целом смазываются в процессе свивки специальной канатной смазкой НМЗ-3.

## **Требования, предъявляемые к канату и талевой системе**

На основании изучения как отечественной, так и зарубежной практики бурения определился ряд требований, предъявляемых к канатам и блокам талевой системы.

1. Диаметр каната и число струн в оснастке выбирают с учетом максимально возможной нагрузки на крюке, при которой запас прочности при максимальной статической нагрузке был бы не менее 2, а при СПО — не менее 3.

2. Диаметр шкивов талевой системы должен быть в 38—42 раза больше диаметра каната. Увеличение диаметров шкивов способствует снижению потерь на трение и улучшению условий работы каната.

Следует отметить, что в отечественных талевых системах соотношение диаметров шкивов и диаметров канатов составляет 34—43, а в американских — 37—44. Как показывает практика, дальнейшее увеличение этого соотношения нерационально.

3. Неподвижный конец каната необходимо крепить на барабане, конструкция которого обеспечивает легкое его передвижение при перепусках. 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 воз-

никает явление усталости металла 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. Поэтому канат необходимо периодически перепускать.

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 и правильной и рациональной его эксплуатации.

В процессе бурения скважин непрерывно увеличивается глубина забоя, как следствие этого, и вес бурильных труб. Лучшим методом определения работоспособности каната является определение выполняемой им работы.

Работа за время одного спуска и подъема колонны (в МДж)

$$A' = [qL^2 + (4P + Q_c) L] 10^{-5}, \quad (III.5)$$

где  $q$  — средний вес 1 м бурильных труб, Н;  $L$  — глубина забоя при данном спуске колонны, м;  $P$  — вес талевого блока, крюка и элеватора, Н;  $Q_c$  — вес свечи, Н м.

Работа талевого каната по спуску и подъему колонны за весь период бурения скважин может быть определена по фактическим забоям всех последовательных СПО по формуле

$$A = \left[ q \sum_{L_i}^{L_i} L^2 + (4P + Q_c) \sum_{L_i}^{L_i} L \right] 10^{-5}. \quad (III.6)$$

Однако в условиях проходки значительного числа скважин на месторождениях с различными геологическими условиями такой метод подсчета будет громоздким. Поэтому рекомендуется определять работу канатов по средней скважине для данного района (месторождения), по фактическим показателям бурения с применением формулы (III.6).

Расход талевых канатов (в м) в бурении прямо пропорционален произведенной работе  $A$  (в МДж) и обратно пропорционален условной работе  $A_0$  (в МДж/м), которую канат может произвести с момента установки до полного его износа (ходимость каната):

$$P' = A/A_0. \quad (III.7)$$

Величина этой условной работы для канатов различных конструкций неодинакова. Канат, с применением которого получают наивысшую условную работу, следует считать для данных условий наилучшим. На срок службы каната также влияет принятая система его обработки.

Таблица III.2

## Основные размеры талевых канатов ЛК-РО

Диаметр каната, мм	Толщина, мм						Площадь сечения всех проволок в канате, мм <sup>2</sup>	Расчетная масса 100 м каната со смазкой, кг
	проволоки					третьего слоя пряди из двенадцати проволок		
	центрального сердечника	центральной пряди	первого слоя пряди из шести проволок	второго слоя пряди из шести проволок				
				большой толщины	малой толщины			
25	1,0	1,35	1,30	1,2	0,85	1,60	300,64	266
28	1,1	1,55	1,45	1,3	1,00	1,80	379,26	388
32	1,25	1,70	1,60	1,5	1,10	2,00	464,99	415
35	1,35	1,85	1,75	1,65	1,20	2,20	564,23	505
38	1,50	2,00	1,90	1,80	1,30	2,40	671,61	598
25		1,35	1,30	1,20	0,85	1,60	262,18	245
28		1,55	1,45	1,30	1,00	1,80	332,71	300
32		2,70	1,60	1,50	1,10	2,00	409,62	380
35		1,85	1,75	1,65	1,20	2,20	494,01	464
38		2,00	1,90	1,80	1,30	2,40	585,37	545

Для безопасной и безаварийной эксплуатации талевого каната и предупреждения несчастных случаев необходимо следить за состоянием талевых канатов. Разрыв талевого каната приводит к тяжелой аварии, сопровождающейся несчастными случаями. Для предупреждения разрыва талевый канат необходимо защищать от повреждения острыми предметами. Его следует тщательно закреплять в подъемном барабане при помощи клямсов. Длина каната должна быть такой, чтобы не менее пяти витков первого ряда его всегда находилось на барабане лебедки. С момента работы талевого каната за ним должно быть установлено наблюдение.

В табл. III.2 приведены основные размеры канатов типа ЛК-РО.

## Расчет каната

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

$$P_p = P_b S, \quad (III.8)$$

где  $P_p$  — разрывное усилие каната, Н;  $P_b$  — максимальное натяжение каната, Н;  $S \geq 3$  — коэффициент запаса прочности при СПО.

Разрывное усилие каната в целом (в кН) при расчетном пределе прочности проволок, Па			Сердечник
1600	1700	1800	
408,8	434,4	459,9	Металлический То же » » » Органический » » » »
515,7	548,0	580,2	
632,3	671,9	711,4	
767,3	815,3	863,2	
913,3	970,4	1027,5	
356,5	378,8	401,1	
452,4	480,7	509,0	
557,0	591,9	626,7	
671,8	713,8	755,8	
796,1	845,8	895,6	

Разрывное усилие каната (агрегатная прочность) зависит от предела прочности проволок при растяжении и определяется в зависимости от диаметра каната по таблицам или ГОСТам.

Максимальное натяжение в ведущей ветви каната

$$P_v = \frac{Q_k \beta^{2z} (\beta - 1)}{\beta^{2z} - 1} \quad (III.9)$$

Здесь  $Q_k$  — нагрузка на крюке, Н;  $z$  — число шкивов талевой системы;  $\beta = 1,03$  — коэффициент сопротивления шкива.

Фактически применяются канаты с запасом прочности, равным 3—5. Для упрощения расчетов формула (III.9) заменяется следующей:

$$P_v = Q_k m, \quad (III.10)$$

где  $m$  — коэффициент, зависящий от оснастки.

Величины  $m$  для различной талевой оснастки приведены в табл. III.3.

С помощью формул (III.8), (III.10) и табл. III.3 расчет (выбор) талевой каната производят следующим образом. Если принять нагрузку на крюке  $Q_k = 1,30$  МН, оснастку талевой системы 5×6, коэффициент  $m = 0,112$ , запас прочности  $S = 4$ , то минимальное необходимое разрывающее усилие каната (в МН) должно быть

$$P_p = Q_k m S. \quad (III.11)$$

Натяжение ведущей ветви каната  $P_v$  определяем из равенства

$$P_v = Q_k m = 1,30 \cdot 0,112 = 1,45 \text{ МН}, \quad (III.12)$$

откуда

$$P_p = 1,45 \cdot 4 = 5,8 \text{ МН}.$$

Диаметр каната  $d$ , необходимый в нашем случае для безопасной и надежной работы, выбираем из табл. III.2 или ГОСТа. Принимаем его равным 28 или 32 мм (канат с металлическим сердечником) в зависимости от величины предела прочности проволок. Может быть принят канат с органическим сердечником диаметром 32 мм с пределом прочности проволок 1700—1800 МПа.

Т а б л и ц а III.3

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

### Диаметр шкивов

Зависимость диаметров шкивов талевой системы  $D_{ш}$  и каната  $d$  выражается следующим образом:

$$SD_{ш}/d = 150, \quad (III.13)$$

откуда

$$D_{ш} = 150d/S. \quad (III.14)$$

По нормам диаметр шкивов  $D_{ш}$  устанавливается в зависимости от диаметра  $d$  и конструкции принятого каната:

Конструкция каната	6×7	6×19	6×31	8×19
Диаметр шкива	72d	45d	27d	31d

Наиболее распространенным в отечественной и зарубежной практике бурения талевым канатом является канат конструкции 6×31.

В Советском Союзе для определения наиболее выгодного диаметра шкивов пользуются таблицей, составленной по данным М. А. Букштейна (табл. III.4).

Диаметр барабана лебедки  $D_б$  из конструктивных решений обычно меньше диаметра шкивов талевой системы. Однако для обеспечения хорошей намотки каната на барабан соотношение  $D_б/d$  должно быть не меньше 24.

Т а б л и ц а III.4

ГОСТ или ТУ	Конструкция каната	$D_{ш}/d$	
		рекомендуемое	минимально допустимое
ГОСТ 3077—69	ЛК-О 6×19	45	31
	ЛК-О 6×25	40	26
ГОСТ 7667—69	ЛК-О 6×25	42	28
СТУ-76-386—62	ЛК-РО 6×31	36	25
СТУ-76-388—62	ЛК-РО 6×31	38	27
ГОСТ 7679—69	ТЛК 6×31	40	28

### § 3. КРОНБЛОКИ

Кронблок (рис. III.4) является перемещаемой частью талевого системы и представляет собой раму 1, сваренную из профильного проката, на которой смонтированы на опорах 4 оси 5 со шкивами 2, закрытыми предохранительными щитами 3.

В нижней полке одной из балок при помощи держателя укреплены вспомогательные блоки 6 и 7 для нагрузок до 0,3 МН, через которые перебрасывается канат, предназначенный для вспомогательных работ. Канат идет к фрикционной катушке лебедки или барабану вспомогательной лебедки.

Большинство конструкций кронблоков выполняется по схеме, приведенной на рис. III.5. Рама сварной конструкции изготовлена из трех продольных 1 и двух поперечных 2 двутавровых балок. Кронблок опирается на подкронблочные балки вышки концами крайних продольных балок, к середине которых приварены на прокладках разъемные корпуса опор. На этих опорах укреплены две секции 3 со шкивами. Секция состоит из оси, на которой смонтированы шкивы, каждый на двух подшипниках. Ось от проворачивания в опорах стопорится ригелями. Для защиты вращающихся шкивов и предохранения от соскакивания каната каждая секция блоков закрыта кожухом, который крепится к раме на шарнирах и при необходимости легко откидывается.

Кронблок УЗ-125 создан Уралмашзаводом для укомплектования буровых установок БУ-3000. Он является универсальным.

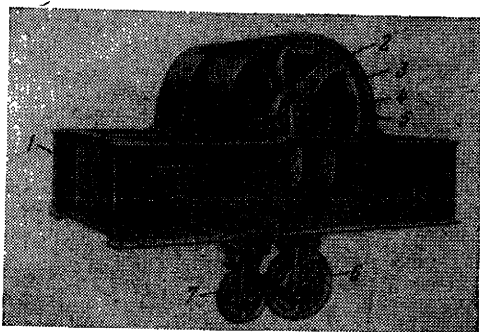


Рис. III.4. Общий вид шестишкивного кронблока

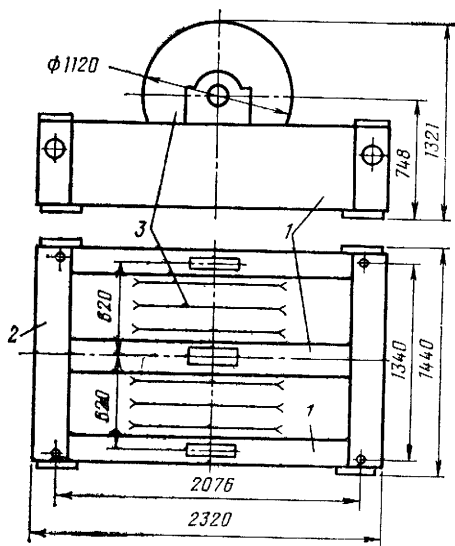


Рис. III.5. Схема шестишкивного кронблока

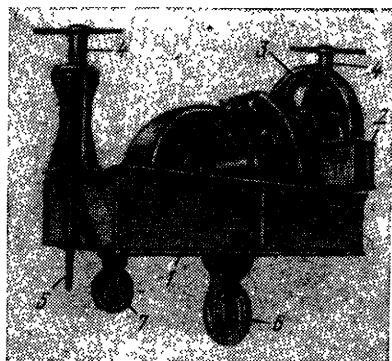


Рис. III.6. Кронблок УЗ-125

По конструкции УЗ-125 отличаются от ранее рассмотренных и состоят из двух сварных рам 1 и 2 (рис. III.6), связанных между собой болтами. Рама 1 изготовляется из трех продольных и двух поперечных двутавровых балок № 55; на ней установлены в подшипниках трех- и двухблочная секция канатных шкивов, закрытых кожухами. На раме 2 находится ведущий канатный шкив 3, по конструкции аналогичный остальным шкивам, установленным на раме 1. Тартальный 6 и вспомогательный 7 блоки монтируются на нижней полке основной рамы 1, как и в ранее описанных кронблоках.

Кроме того, на раме 1 установлены два вертикальных зажима-амортизатора 4 для закрепления канатов 5, являющихся направлением для подвижного центратора механизма АСП-3.

Техническая характеристика кронблоков приведена в табл. III.5.

Т а б л и ц а III.5

Параметры	Завод «Баррикады»		УЗ-125	УКБ-6-250
	БУ-75Бр	БУ-80БрД		
Максимальная допустимая нагрузка, МН	1,0	1,4	2,0	2,50
Число канатных шкивов	5	5	6	6
Желоб обработан под канат диаметром, мм	25	28	28	32
Число вспомогательных роликов	2	2	2	2
Расположение канатных шкивов	Одноосное		Двухосное	
Диаметр по дну желоба шкива, м	0,8	1,08	1,0	1,25
Диаметр оси, мм	140	170	170	220
Диаметр вспомогательных блоков, м	—	—	0,52	0,52
Номер подшипника шкива	12228	42234	42234	97744ЛМ
Размеры, м:				
длина	1,52	1,63	2,8	4,37
ширина	1,00	1,00	2,24	2,78
высота	1,04	1,28	1,6	2,00
Масса, т	1,32	2,06	2,71	5,81

\* Выпускает завод «Бакинский рабочий».

## § 4. ТАЛЕВЫЕ БЛОКИ

Талевый блок, являющийся подвижной частью талевой системы, предназначен так же, как и кронблок, для выполнения спуско-подъемных операций и прочих работ, необходимых при бурении скважин.

В табл. III.6 приведены характеристики талевых блоков, выпускаемых в Советском Союзе.

По конструкции талевые блоки мало чем различаются, за исключением блоков, предназначенных для работы с механизмами АСП.

Талевый блок (рис. III.7) состоит из следующих основных частей: двух сварных боковых щек 4, соединенных наверху полой траверсой 10, а внизу серьгой 1 с помощью приваренных к щекам кронштейнов 3 и пальцев 2. Таким образом, эти детали составляют как бы силовой каркас блока. В щеках неподвижно установлена ось 7, которая для предохранения от осевого смещения с торцов закреплена гайками 8. Гайки защищены предохранительными кольцами 9, приваренными к щекам.

Ось с торцов имеет отверстия, предназначенные для смазки роликоподшипников 6 канатных шкивов. Смазка осуществляется при помощи масленок, установленных в этих отверстиях.

### Уралмашзавод

УКБ-7-320	УКБ-7-400	УЗ-200-3	КБН-7-300 *	УЗ-300	УКБА-7-500
3,2 7	4,0 7	2,0 6	3,0 7	3,0 7	5,0 7
32 2	35 2	35 2	32 2	38 2	38 2
1,25 220	1,40 260	1,39 260	1,0 200	1,38 260	1,51 380
0,52 97744ЛМ	0,52 7097152М	0,45 42152	0,4 42240	0,7 2097152	0,45 1097976К
4,02 2,94 2,00 5,85	4,23 2,95 2,15 7,04	2,84 2,02 2,46 6,25	2,50 1,52 1,32 4,85	2,97 2,58 2,69 8,23	5,09 2,22 2,02 11,69

Таблица III.6

Параметры	«Баррикады»			Уралмашзавод								
	БУ-50Бр-1	БУ-50БрД	БУ-80БрД	УТБА-5-170	У4-125	УТБА-5-200	УТБ-5-225	УТБА-6-250	ТБН-6-300	У4-300	УТБА-6-320	УТБА-6-400
Максимальная нагрузка, МН	0,7	1,1	1,4	1,7	2,7	2,0	2,25	2,5	3,0	3,0	3,2	4,0
допустимая												
Число канатных шкивов	4	4	4	5	5	5	5	6	6	6	6	6
Диаметр шкива по дну желоба, мм	0,8	0,8	1,1	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,38	1,28	1,38
Желоб обработан под канат диаметром, мм	25	25	28	28	28	32	33	32	35	38	35	38
Число осей блоков	1	1	1	2	2	2	1	2	2	2	2	2
Диаметр оси шкивов, мм	140	140	170	170	170	220	220	220	200	260	260	360
Номер подшипника шкива	12228	42228К1	42234	42234	42234	97744ЛМ	42244	97744	42240	2097152	7097152М	1097976К
Габаритные размеры, м:												
высота			2,15	2,3	2,3	2,63	2,22	2,57	2,2	3,17	2,35	2,96
ширина			0,8	1,41	1,41	1,45	0,97	1,27	1,92	1,92	1,41	1,84
по оси блоков ширина			1,24	1,09	1,09	1,36	1,17	1,41	—	1,57	1,44	1,57
Масса, кг	1,15	1,15	4,48	4,4	4,4	3,2	3,3	6,7	6,1	10,3	9,6	12,5

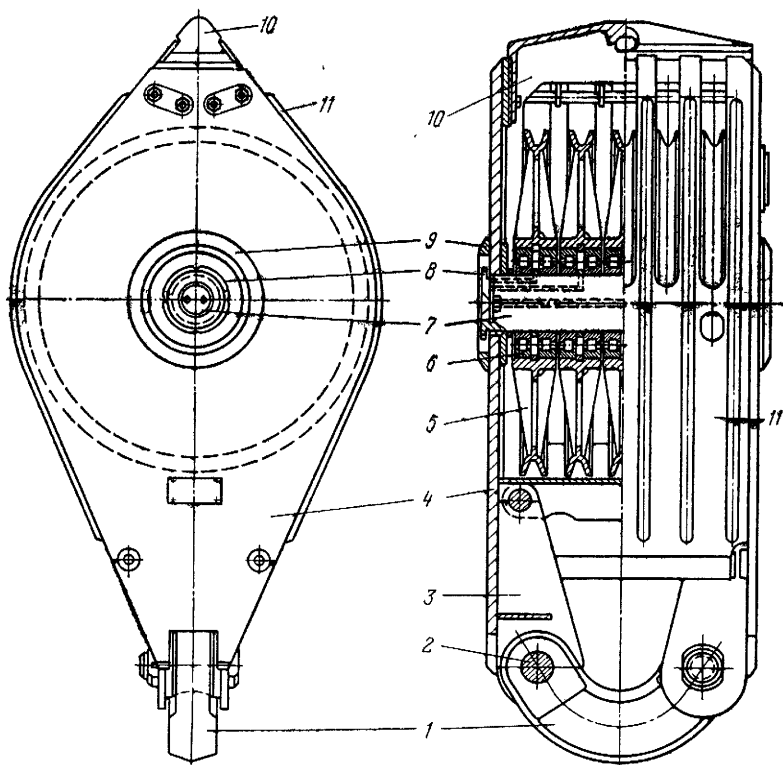


Рис. III.7. Талевый блок

На оси блока на сдвоенных роликоподшипниках 6 установлены пять канатных шкивов 5, закрытых с двух сторон боковыми предохранительными кожухами 11, с прорезями для прохода талевого каната. Эти кожухи, предохраняя рабочих от несчастных случаев, одновременно предупреждают возможность выскакивания канатов из канавок шкивов.

На рис. III.8 показан пятишкивный талевый блок в разобранном виде.

## § 5. ПОДЪЕМНЫЕ КРЮКИ И КРЮКОБЛОКИ

*Подъемный крюк* талевой системы вместе с талевым блоком составляет ее подвижную часть. Крюки выпускаются литыми и пластинчатыми, что упрощает изготовление.

Пластинчатый крюк (рис. III.9) состоит из собственно крюка 16, корпуса 12, штропа 7, ствола 14, пружины 9, стакана 13, гайки 8 и других деталей. Он изготавливается из пластин

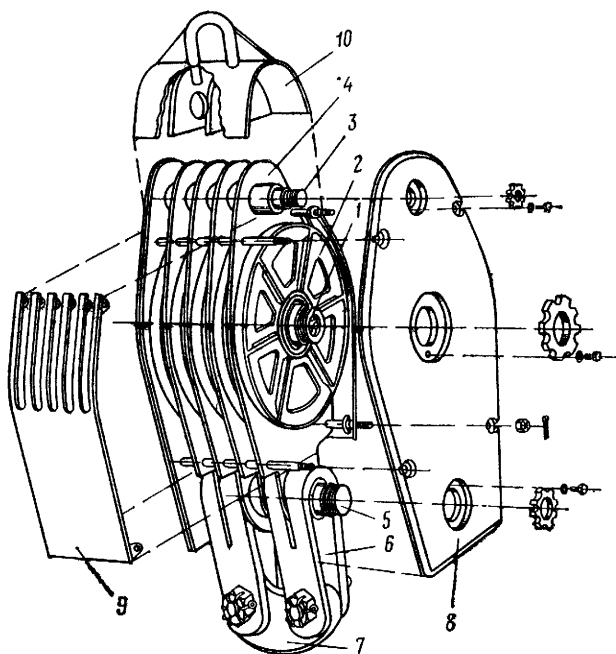


Рис III 8 Схема талевого блока в разобранном виде

1 — ось; 2 — шкив; 3 и 5 — стяжки; 4 — промежуточный лист; 6 — подвеска; 7 — серьга, 8 — боковой лист; 9 — кожух; 10 — верхняя траверса

легированной и термически обработанной стали высокого качества. Пластины соединены заклепками с потайными головками. Число пластин зависит от их толщины, качества металла и грузоподъемности крюка (обычно три — пять штук).

Крюк имеет два отверстия. Одно находится в верхней части, центр его совпадает с осью ствола 14 и центром зева крюка, как это показано на рис. III.9. При помощи оси 15 крюк соединяется со стволом и может вращаться на ней. Для предохранения зева крюка и штропа вертлюга от износа и повреждений в зеве укреплен на заклепках специальная подушка 1. Во второе отверстие крюка запрессовывается ось, изготовленная из высококачественной стали. На эту ось (боковые рога) надеваются штропы элеватора при спуско-подъемных операциях. Для предупреждения выпадания штропов ось имеет защитные скобы 17. С этой же целью зев крюка снабжен защелкой, состоящей из корпуса 3, вращающегося на оси 2, стопора 4 и пружины, которая фиксирует стопор в крайнем верхнем положении.

Внутри корпуса крюка установлен стакан 13, опирающийся грибовидной поверхностью на подшипник 10. Через этот стакан проходит ствол крюка, а в зазоре между ними находится пружина 9. В зависимости от допустимой нагрузки крюка пружина делается цельной, из одной проволоки, или из двух частей — в крюках для больших нагрузок. Основное назначение пружины — обеспечить выход резьбовой конусной части резьбы отвинчиваемой трубы из муфты нижней трубы. На ствол крюка в верхней его части навинчивается гайка 8 для соединения вращающейся части крюка с неподвижной — его корпусом. Для предупреждения отвинчивания этой гайки подъемные крюки имеют специальные предохранители.

При помощи осей 11 корпус крюка шарнирно подвешивается к штропу 7.

Крюки также оборудуются стопором 5—6, при помощи которого устраняется возможность проворачивания ствола вокруг своей оси, что необходимо в период спуско-подъемных операций.

В табл. III.7 приведена техническая характеристика подъемных крюков.

**Крюкоблоки** в настоящее время выпускаются вместо отдельных подъемных крюков и талевых блоков. Они объединяют эти два механизма в одно целое.

Преимущества такой компоновки следующие: снижается трудоемкость изготовления, несколько уменьшается масса, сокращается общая длина подвижной части талевой системы, что позволяет уменьшить высоту вышки.

На рис. III.10 показан разрез крюкоблока для нагрузок 5,0 МН, а на рис. III.11 — общий вид крюкоблока Уралмашзавода. Захватывающая трехрогая часть крюка — стальная литая, защелка удлинена, что облегчает захват штропа вертлюга.

Современные механизмы крюка имеют амортизатор для устранения подскока крюка при развинчивании свечи. Гидравли-

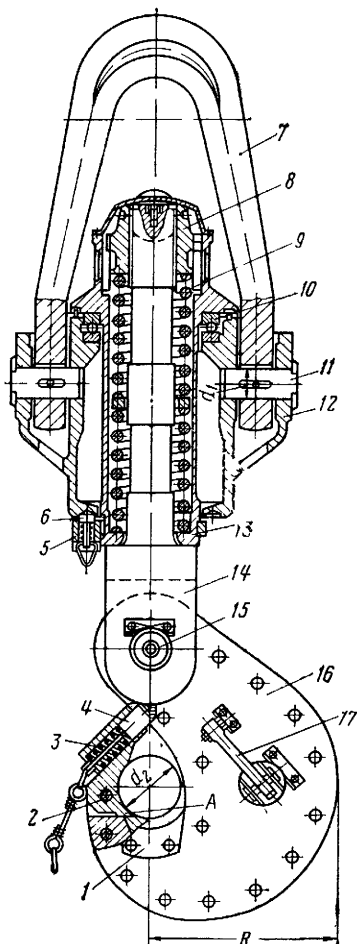


Рис. III.9. Подъемный крюк

Параметры	«Баррикады»		Уралмашзавод							
	БУ-75Бр	БУ-80Бр	У5-130-1	У5-200-2	КТ-300	У5-200-3	У5-225-2	У5-300	УК-170 *	УК-225 **
Допустимая нагрузка, МН	1,1	1,4	1,6	2,25	4,0	3,2	2,5	4,0	1,7	2,25
Диаметр зева среднего рога, мм	160	170	170	225	220	180	220	300	220	220
Диаметр зева бокового рога, мм	85	110	115	145	150	150	150	150	150	150
Рабочий ход пружины, мм	140	150	145	145	145	200	145	150	145	145
Подъемная сила пружины в начале подъема, КН	12,0	22,5	24,0	37,0	39,7	39,7	37,0	46,0	37,0	37,0
Размеры, м:										
длина	2,14	2,04	2,32	3,23	3,10	3,45	3,25	3,4	2,0	2,61
ширина по оси пальцев	0,52	0,66	0,98	1,10	1,04	0,91	1,10	1,01	0,94	1,00
ширина по скобам боковых рогов	0,48	0,71	0,46	0,60	0,72	0,72	0,6	0,75	0,56	0,66
Масса, т	0,67	0,93	1,6	3,23	4,17	4,5	2,9	4,8	1,57	2,91
Тип крюка	Трехрогий литой				Трехрогий пластинчатый					

\* Является составной частью крюкоблока УТБК-5-170.

\*\* То же, УТБК-5-225.

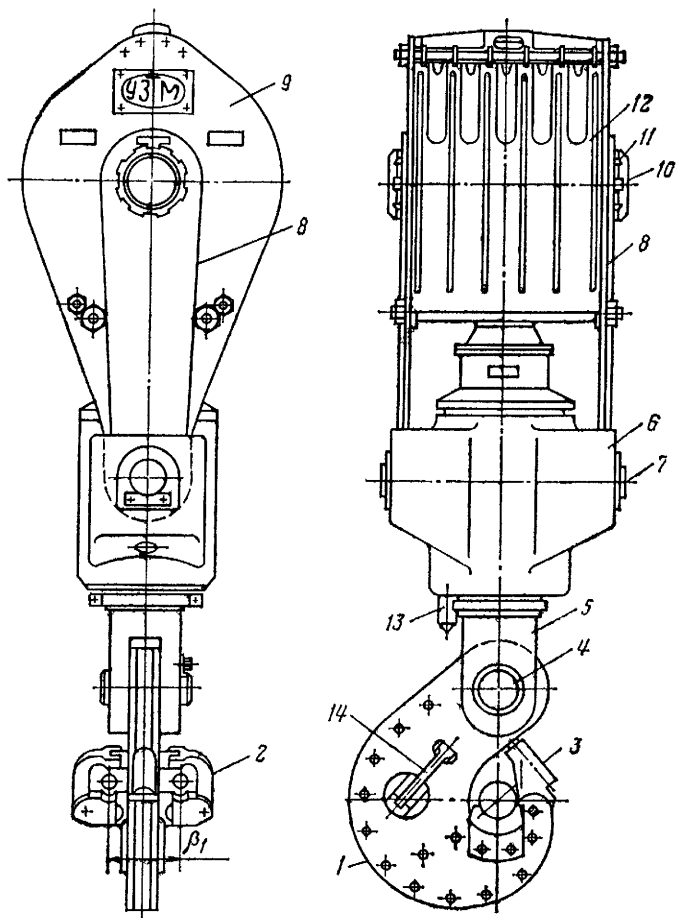


Рис. III.10. Крюкоблок Уралмашзавода:

1 — центральный рог; 2 — боковой рог; 3 и 14 — запорные скобы; 4 — палец; 5 — ствол крюка; 6 — корпус; 7 — соединительный палец; 8 — накладка щеки; 9 — щека; 10 — ось талевого блока; 11 — гайка; 12 — кожух; 13 — стопор

ческий амортизатор состоит из поршня, выталкивающего масло из цилиндра. Крюки снабжаются «позиционером», устанавливающим его рог в заданном положении, что облегчает работу бригады при спуске бурильных колонн.

Остальные элементы конструкций аналогичны вышеописанному крюку.

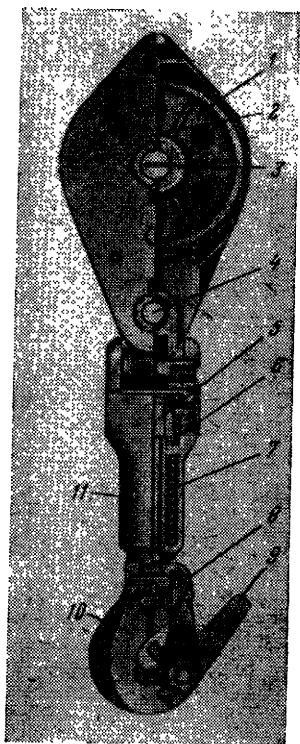


Рис. III.11. Крюкоблок с шарнирным соединением крюка с талевым блоком:

1 — талевый блок; 2 — кожух; 3 — ось блока; 4 — ось крюка; 5 — ствол; 6 — подшипник; 7 — пружина; 8 — защелка; 9 — хобот; 10 — крюк; 11 — корпус

## § 6. ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ДЛЯ КРЕПЛЕНИЯ НЕПОДВИЖНОЙ ВЕТВИ КАНАТА

Приспособление для крепления неподвижной ветви талевого каната ПМКЗ-38 (рис. III.12) крепится к основанию вышки 1 и состоит из корпуса со стальным барабаном 3, шарнирно соединенным с верхней плитой 2, зажима для талевого каната 4, съемной щеки 5. Чтобы закрепить кант в приспособлении, необходимо снять зажим, навить канат в один слой на барабан и конец его закрепить зажимом, состоящим из двух планок. Крепление приспособления к основанию осуществляется при помощи верхней 2 и нижней плит 6 и стягивающих их болтов 7. Одна из плит кладется на балку основания вышечного блока, вторая устанавливается под балкой, а затем они стягиваются четырьмя болтами. Масса приспособления 550 кг. Применяются приспособления и других конструкций, например МПК-1, ПНК-20Бр.

## § 7. ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ДЛЯ НАВИВКИ КАНАТА НА БАРАБАН

Скорость ходового конца каната, навиваемого на барабан, в среднем составляет 9—12 м/с, а при подъеме ненагруженного элеватора — 20 м/с. При такой скорости наблюдаются значительные колебания каната, в результате чего витки его навиваются на барабан неравно-

мерно, это ухудшает условия эксплуатации каната и вызывает его преждевременный износ. Для устранения вибрации и раскачивания каната применяются приспособления для 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, 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 ходовой конец каната 7, роликов 3 и 4, системы тросов 5 и 6 для удержания стабилизатора на необходимой высоте. Длина

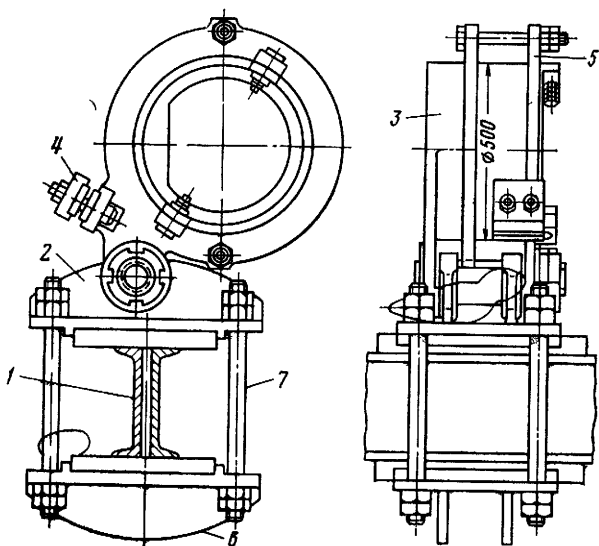


Рис. III.12. Приспособление для крепления каната ПМКЗ-38

монтажного 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 состоит из сварного корпуса с приспособлениями для прикрепления тросов противовесов. В его корпусе в двух взаимно перпендикулярных плоскостях устанавливаются на шарикоподшипниках восемь роликов 10, между которыми движется талевый канат. 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.

## § 8. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТАЛЕВОЙ СИСТЕМЫ

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 талевой 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 — трансформатор индикатора веса.

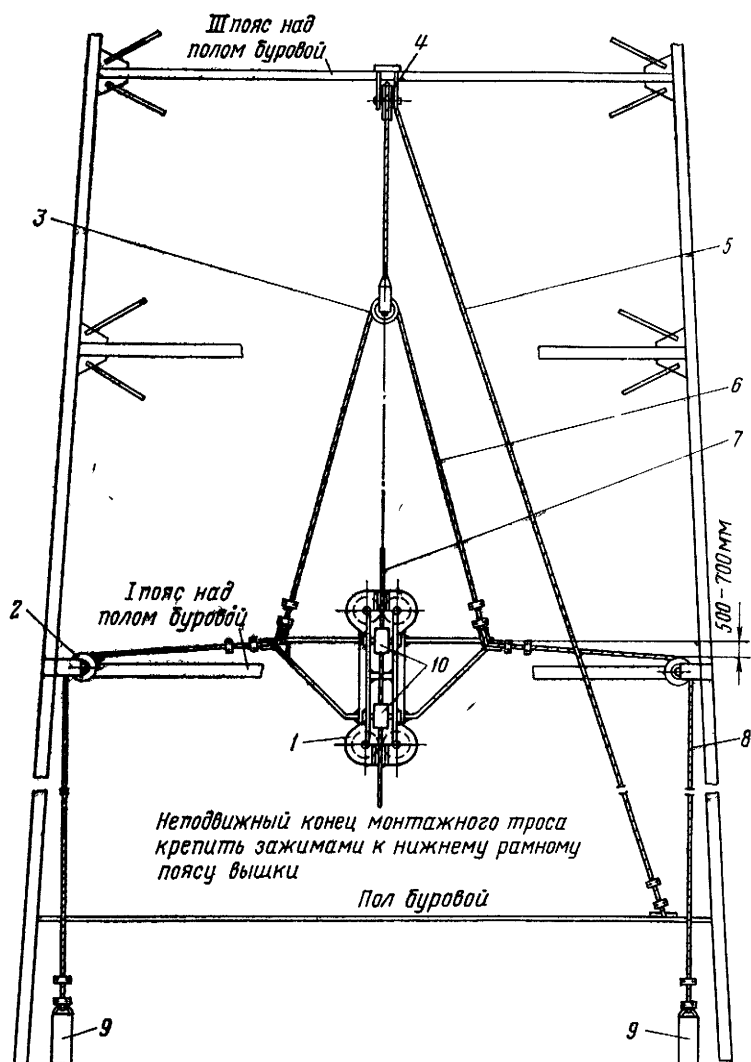


Рис. III.13. Приспособление для навивки каната ПНК-1

Во время эксплуатации надо следить за тем, чтобы подшипники не нагревались до температуры выше  $80^{\circ}\text{C}$ . При значительном износе канавок шкивов последние следует заменить, а при неравномерных износах талевый блок нужно повернуть на  $180^{\circ}$ .

Смазка должна производиться в полном соответствии с инструкцией заводов, которая прилагается к каждому виду оборудования. Для всех элементов талевой системы применяется

универсальная смазка средней плавкости УС-3 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 пластинчатого крюка со стволом — каждые сутки по 20 г, защелка крюка и стопор 1 раз в месяц по 50 г.

*Под оснасткой* талевой системы поднимается навеска каната на шкивы кронблока и талевого блока в определенной последовательности, исключающей перекрещивание каната и трение его ветвей 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 желобов шкивов талевого блока и кронблока, установленных на буровых. Уменьшение диаметра каната против размера желобов шкивов в отдельных случаях разрешается, но не более чем на 3 мм. Увеличивать же его диаметр нельзя во избежание защемления каната в желобах шкивов, что приведет к быстрому его износу.

Тип талевых желобов выбирают в соответствии с эксплуатационными требованиями и отношением диаметра барабана лебедки к диаметру каната. Наиболее приемлемыми для буровых установок считаются канат ЛК-РО 6×31=186 проволок с металлическим сердечником 7×7; ГОСТ 16853—71 и такой же канат с органическим сердечником, разрывное усилие которого на 12—14% меньше чем у первого. Рекомендуется также применять канаты с органическим или металлическим сердечником ЛК-М 6×25=150 проволок.

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.

Пример. При бурении скважины глубиной 2300 м 127-мм трубами принята оснастка 4×5 с канатом диаметром 28 мм.

Необходимо произвести проверочный расчет правильности принятой оснастки.

Определяем максимальную нагрузку на несущие ветви каната талевой системы

$$Q_{\tau} = Lq + lq_{\gamma} + Q_{\tau c}, \quad (\text{III.15})$$

где  $L$  — длина бурильных труб, м;  $q$  — вес 1 м бурильных труб, Н;  $l$  — длина утяжеленных труб, м;  $q_{\gamma}$  — вес 1 м утяжеленных труб, Н;  $Q_{\tau c}$  — вес блока каната и крюка, Н.

В нашем случае  $L=2200$  м;  $q=280$  Н;  $l=100$  м;  $q_{\gamma}=1$  кН;  $Q_{\tau c}=80$  кН.

Тогда

$$Q_{\tau} = 2200 \cdot 280 + 100 \cdot 1000 + 80000 = 796 \text{ кН.}$$

Отсюда нагрузка на один канат

$$P = \frac{rQ_{\tau}}{u} = 796:8 = 99,5 \text{ кН.} \quad (\text{III.16})$$

Здесь  $u=8$  — число струн в талевой системе.

Следовательно, статическая нагрузка на один канат, находящийся в спокойном состоянии, составит 99 кН.

Согласно техническим условиям разрывное усилие для каната диаметром 28 мм составляет от 515 до 580 кН в зависимости от предела прочности проволок (см. табл. III.2). Поэтому полученная в нашем случае нагрузка на канат допустима, так как запас прочности составит  $5,2 \div 5,8 > 3$ .

Определим натяжение, которое будет испытывать ведущий конец каната, наматываемый на барабан:

$$P_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{т}}}{u\eta_{\text{тс}}} = \frac{796 \cdot 10^3}{8 \cdot 0,81} = 122,8 \text{ кН} \quad (\text{III.17})$$

$\eta_{\text{тс}}=0,81$  — к. п. д. талевой системы.

Натяжение набегавшего конца каната на лебедку ЛБ=750 составит 122,8 кН, а по паспорту лебедки  $P_{\text{в}}=200$  кН. Следовательно, оснастка выбрана правильно.

Обычно для вышки высотой 41 м минимальная длина каната при оснастке  $4 \times 5$  должна быть 450 м, а при оснастке  $5 \times 6$  — 570 м. При 53-м вышке длина каната увеличивается и при оснастке  $6 \times 7$  достигает 850 м.

Во время эксплуатации канат изнашивается неравномерно. Часть его, которая в процессе спуско-подъемных операций наматывается на барабан, изнашивается наиболее интенсивно, в то же время часть каната со стороны закрепления неподвижного конца на длину до 200 м практически не используется. Поэтому общую длину каната увеличивают и запасную часть оставляют на бухте, а по мере износа ходовой части поврежденный канат отрубают и перепускают запасной канат с бухты на барабан. Такая система использования талевого каната позволила сократить его расход. В настоящее время заводы поставляют канат длиной 1200—2000 м.

## § 9. ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЙ

### Элеваторы

Литой полуавтоматический элеватор (ЭАЛ) (рис. III.14) по конструкции относится к двустворчатому (бескорпусному) и состоит из двух створок 1 и 2, замкового устройства, осей шарнира 8 и 9 и пружины 10.

Замковое устройство помещается на левой створке элеватора и состоит из защелки 3, оси 4, пружин 5 и 13, замка 11 и оси 12. Правая створка на передней части имеет прилив полукруглой формы, который в момент закрытия элеватора входит в паз корпуса и тыльной частью упирается в защелку.

С помощью двух пружин 5 и 13 защелка все время находится в прижатом к корпусу положении. Ось 9, соединяющая обе створки, наклонена к вертикальной оси элеватора под углом  $10^\circ$ , что исключает самопроизвольное открывание элева-

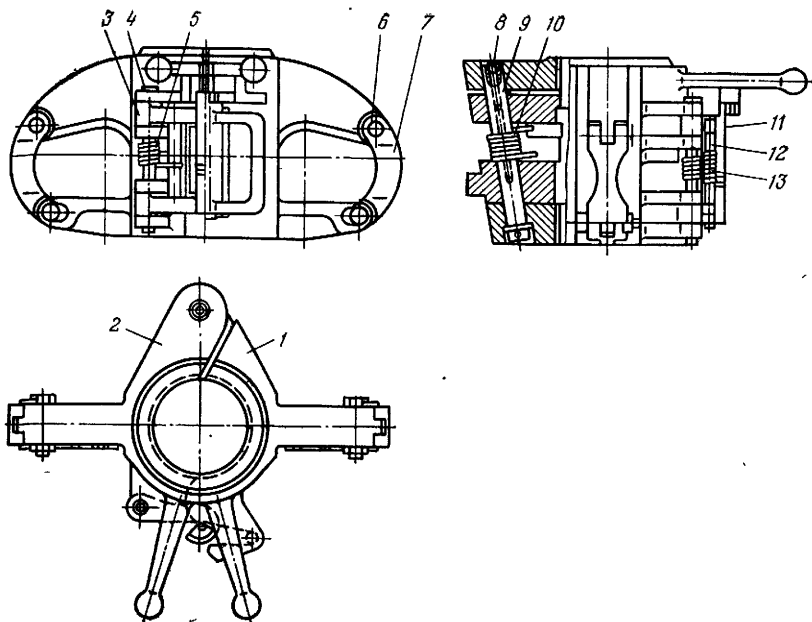


Рис. III.14. Литой элеватор ЭАЛ

тора под нагрузкой. Преимущество наклонной оси заключается также в том, что после открытия элеватора под действием пружины он, поворачиваясь на штропах, отталкивается от трубы. Для этого не требуется дополнительное усилие рабочего.

Против выхода штропов из проушин находятся предохранители 7, закрепленные на пальце 6. Конструкция предусматривает проведение спуско-подъемных операций одним полуавтоматическим элеватором с клиновым захватом. Посадка такого элеватора на ротор не допускается.

В табл. III.8 приведена техническая характеристика элеваторов ЭАЛ.

Таблица III.8

Шифр	Допустимая нагрузка, МН	Диаметр расточки, мм	Размеры, мм			Масса, кг
			длина	ширина	высота	
ЭАЛ-1-4 1/2	0,75	118	520	445	270	76,5
ЭАЛ-1-5 9/16	1,25	146	560	490	270	88,7
ЭАЛ-1-6 5/8	1,25	172	580	520	270	98,2

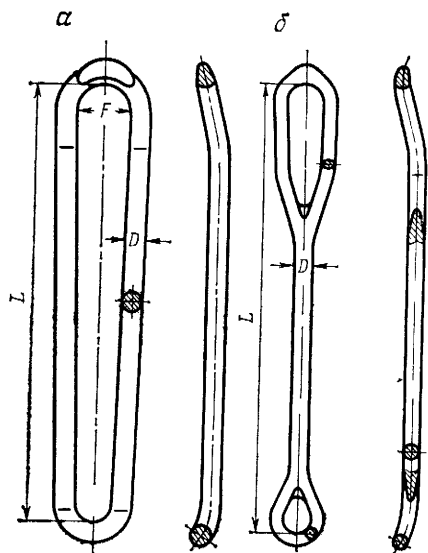


Рис III.15. Штропы:  
а — двухветвевый; б — одноветвевый

Для спуска в скважину обсадных труб применяются кованные элеваторы ЭО и ЭКО и литые элеваторы ЭН, которые относятся к типу корпусных элеваторов с одной створкой (дверкой). По конструкции они мало отличаются от элеваторов ЭАЛ.

### Бурильные штропы

Для подвешивания элеватора на крюке применяются штропы. Они воспринимают всю нагрузку, возникающую при спуске бурильных и обсадных труб, так как являются соединительным звеном между крюком и элеватором.

Штропы (рис. III.15) 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.

В табл. III.9 приведены основные размеры штропов.

### Машинные ключи для бурильных труб

Раскрепление и докрепление бурильных труб в период спуско-подъемных операций, закрепление обсадных труб, спускаемых в скважину, производится при помощи машинных ключей, подвешенных на специальных канатах в горизонтальном положении внутри буровой вышки на высоте 1,4—1,6 м от пола. Канаты огибают специальные блоки, прикрепленные к одному из поясов вышки. К другому концу пояса к канату подвешивают

Таблица III.9

Шифр	Допустимая нагрузка пары, МН	Длина L, м	Диаметр D, мм	Масса пары, кг
ШБН-300	3,00	2,00	90	420
ШБН-200	2,00	2,00	85	380
ШБН-125	1,25	1,89	75	285
ШБУ-125	1,25	1,20	75	179

Примечание. Шифр с буквой «У» относится к укороченным штропам.

противовесы, уравнивающие ключи. Благодаря такой системе ключи легко могут перемещаться в вертикальной плоскости на необходимую высоту.

В буровой у ротора друг против друга подвешиваются два ключа. При помощи ключа, находящегося с левой стороны (если смотреть на лебедку со стороны мастков), задерживаются 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 концу его с помощью вертлюжка присоединяется тяговый канат пневмораскрепителя. Рычаг ключа устанавливается на расстоянии, которое перед подачей воздуха в пневмораскрепитель позволяет тяговому канату находиться в натянутом состоянии. Под давлением воздуха поршень раскрепителя увлекает тяговый канат и поворачивает рычаг ключа на  $60-70^\circ$  С, в результате чего замковое соединение раскрепится.

Лучшие результаты получены при эксплуатации универсальных машинных ключей УМК-1 и ключей Б-2.

Ключ УМК-1 (рис. III.16) четырехзвенной конструкции состоит из рычага 7, корпуса 6, трех челюстей 1, 4 и 8. Ключ захватывает бурильные трубы и замки всех размеров (от 108 до 212 мм), что достигается заменой челюсти 1. В комплекте с ключом поставляются две такие челюсти — одна для труб диаметрами 108—178 мм, вторая для труб диаметрами 140—212 мм.

Все указанные звенья соединены между собой и рычагом шарнирно при помощи пальцев 5. К челюсти 4 прикрепляется защелка 2, соединяемая со сменной челюстью при помощи запорного устройства. Под действием пружин 3, смонтированных на корпусе челюсти 4, при установке на трубу или замок ключ автоматически закрывается.

В пазы челюсти 8 вставлено по три стальных плашки-сухаря с насечкой на внутренней поверхности, соприкасающейся с телом замка или трубы. В каждом пазе корпуса ключа находится по два таких 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 отливаются из стали марки 40ХЛ, а пальцы изготавливаются из стали марки 40Х. Длина ключа 1,65 м, ширина 0,6 м, масса ключа без подвески 177 кг, с подвеской 203 кг.

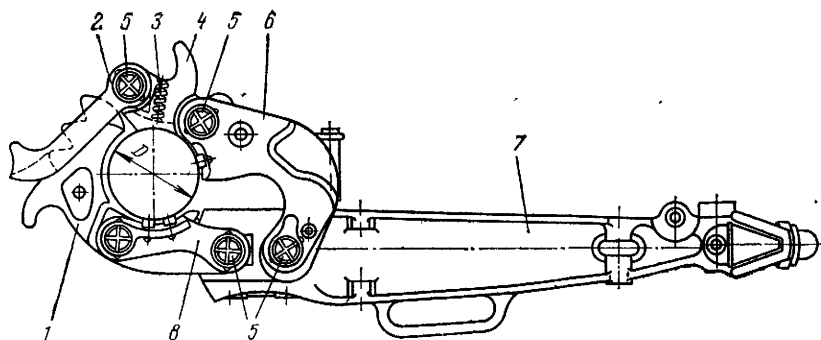


Рис. III.16. Универсальный машинный ключ УМК-1

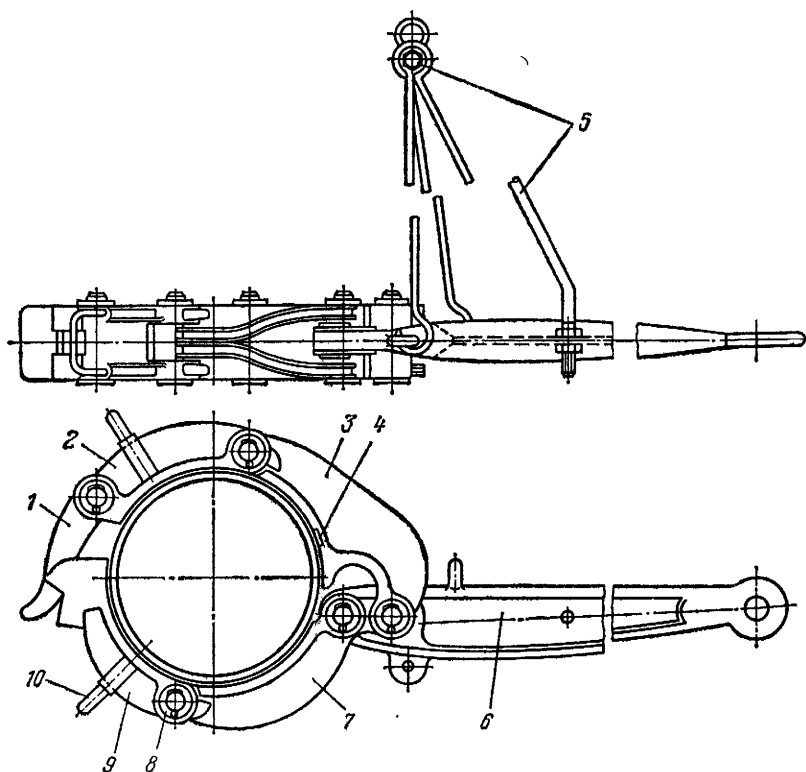


Рис. III.17. Ключ для обсадных труб:

1 — защелка; 2, 3, 7 и 9 — челюсти; 4 — сухари; 5 — подвеска; 6 — рычаг; 8 — пальцы шарниров; 10 — ручка

В последнее время в связи с распространением автоматических пневматических ключей машинные ключи применяются для выполнения отдельных работ, которые нельзя выполнить пневматическими ключами. На рис. III.17 показан общий вид ключа для обсадных труб. При спуске в скважины 148- и 168-мм обсадных труб пользуются ключами для бурильных труб.

### Клинья для бурильных труб

Клинья (рис. III.18) 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 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 они свободно извлекаются из роторных

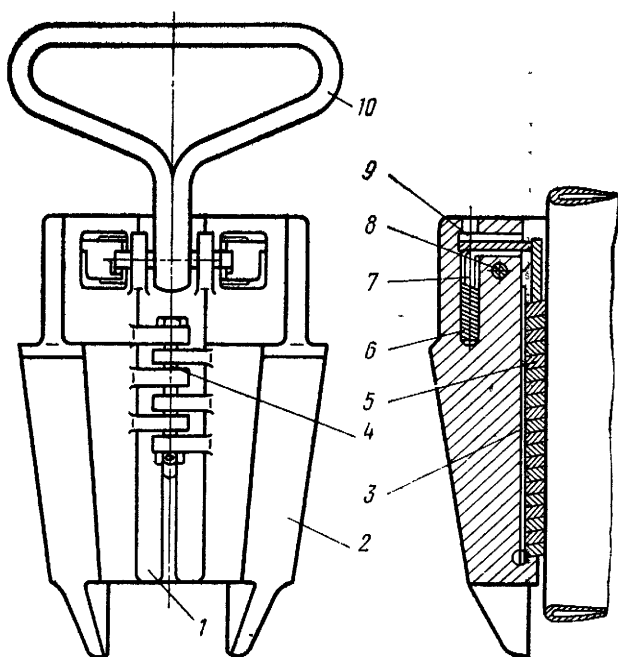


Рис. III.18. Клинья для бурильных труб

Таблица III.10

Шифр	Диаметр труб, мм	Допустимая нагрузка, МН	Масса, кг
КБ2-4	114	100	70
КБ2-5	141	110	80
КБ2-6	168	110	83

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 изготавливаются из стали марки 12ХН2 и подвергаются термообработке до твердости рабочих поверхностей HRC42÷53. По мере износа плашки заменяются новыми.

В настоящее время ручные клинья заменены пневматическими клиновыми захватами, что значительно облегчило труд буровых рабочих. Однако в отдельных случаях они применяются и сейчас. Техническая характеристика клиньев приведена в табл. III.10.

### Буровые пневматические ключи

В настоящее время широко применяются пневматические буровые ключи, которыми оснащаются все выпускаемые буровые установки. К таким ключам относятся стационарные ключи АКБ-3М и подвесные ключи типа ПБК. Они предназначены для раскрепления, развинчивания и свинчивания бурильных труб диаметрами 114—168 мм и при спуско-подъемных операциях и приводятся в действие сжатым воздухом 0,7—1,0 МПа.

Ключ АКБ-3М устанавливается в буровой между лебедкой и ротором со стороны приводного вала на специальном фундаменте или на вышечно-лебедочном блоке, к которому прикрепляется болтами.

Ключ АКБ-3М (рис. III.19) состоит из следующих основных частей: блока ключа 1, каретки с пневматическими цилиндрами 2, стойки 3 и пульта управления 4.

Блок ключа является основным механизмом, непосредственно свинчивающим и развинчивающим бурильные трубы. Он вместе с кареткой смонтирован на неподвижной стойке, установленной у ротора 5, и представляет собой корпус, на котором установлены трубозажимное устройство, понизительный редуктор и пневматический двигатель с маховиком. Внизу блока имеются направляющие полозья, на которых он перемещается

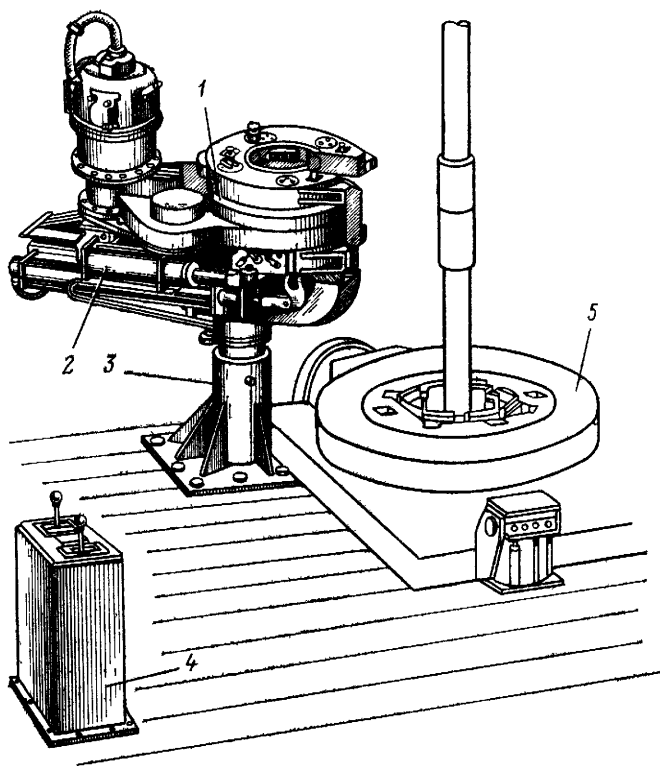


Рис III 19 Пневматический ключ АКБ 3М

при помощи двух пневматических цилиндров двойного действия надвигается на бурильную трубу, установленную в роторе, или отодвигается от бурильной трубы после ее развинчивания

После установки на клинья поднятой колонны бурильных труб блок ключа с помощью пневматических цилиндров перемещается в сторону оси скважины и заходит на замковое соединение свинченных труб. Вырез в передней части трубозажимного устройства 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 конусную часть замка, передает вращение трубе от двигателя ключа, а нижнее, находящееся на второй части замка (цилиндрической), воспринимает реактивный момент и удерживает нижнюю трубу от поворота. Зажимные устройства, как и механизм передвижения блока ключа, работают от пневматических цилиндров, включаемых с пульта управления 4.

После того как блок ключа установлен над ротором, а челюсти зажимных приспособлений зажаты на замке, включают пневматический двигатель, который соединяется с ведущим валом понизительного 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.

Пульт управления состоит из корпуса, четырех кранов и крана, соединяющегося с коллектором, 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 рукояток 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 ресивера по металлическому трубопроводу, резиновому рукаву и крану поступает в коллектор. От коллектора отходят четыре резиновых рукава, по которым сжатый воздух поступает к четырем кранам и далее к соответствующим цилиндрам и двигателю.

Один из кранов является страховым. По окончании спуско-подъемных операций он должен закрываться, в результате чего полость коллектора сообщается с атмосферой. Это делается с той целью, чтобы избежать внезапного (помимо воли бурильщика) включения в работу ключа, находящегося в зоне действия ключа.

Ключ ПБК-1 состоит из сварного корпуса прямоугольной формы, затвора с двумя гладкими роликами, свободно вращающимися на вертикальных осях устройства, запирающего ключ. На противоположном конце корпуса установлен горизонтальный пневматический цилиндр, шарнирно соединенный с редуктором и помещенный в корпусе 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. III.20). Высота подвески регулируется пневматическим цилиндром 5 с пульта управления 4, установленного внутри буровой. По шлангам 6 сжатый воздух поступает из общего воздухопбор-

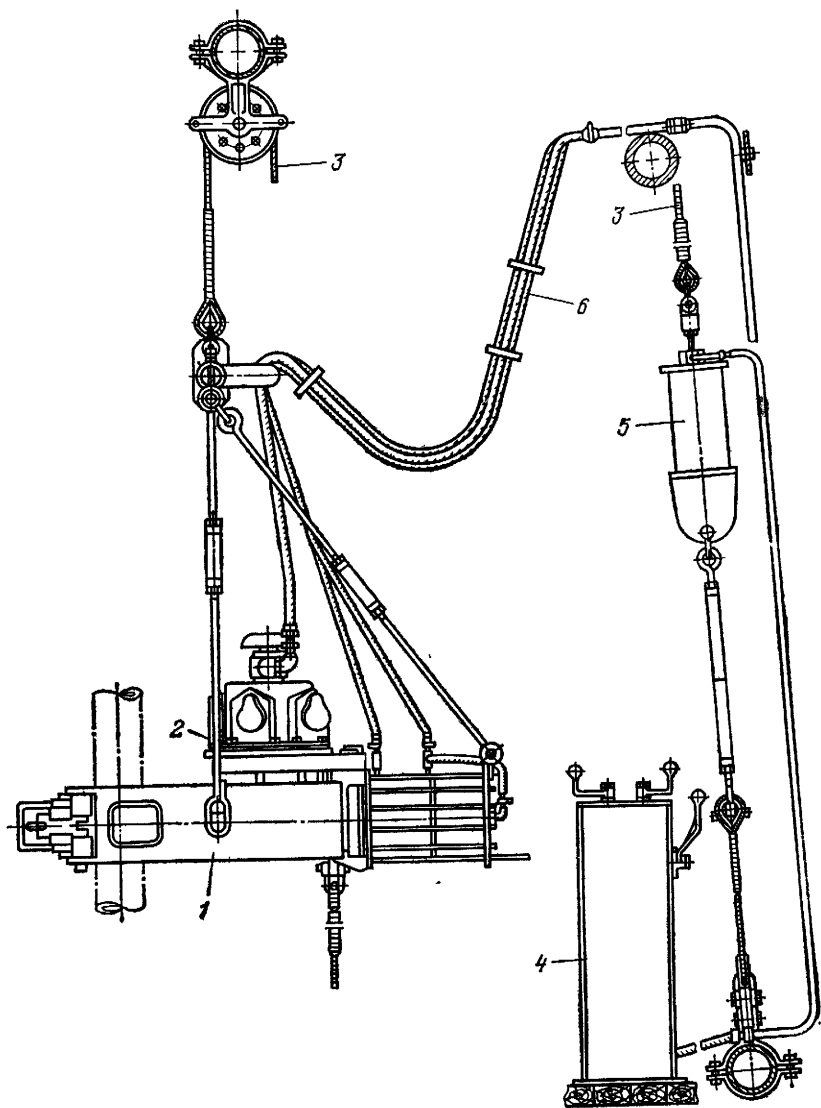


Рис. III.20. Схема подвески ключа ПБК-1

ника в пневматический двигатель 2 и пневматические цилиндры через краны, установленные на том же пульте.

Ключ ПБК-3 представляет собой усовершенствованную конструкцию ключа ПБК-1, в которую внесены следующие основные изменения:

1) привод каждого из двух ведущих роликов осуществляется отдельным пневматическим двигателем, что значительно упрощает конструкцию редуктора и делает работу ключа более надежной;

2) ведущие ролики установлены на концах рычагов, что улучшает условия их обслуживания и ремонта;

3) поворот рычагов для захвата труб осуществляется горизонтальными цилиндрами;

4) масса ключа значительно уменьшена.

Все эти усовершенствования повысили технические и эксплуатационные качества ключей.

#### Техническая характеристика ключей

	АКБ-3М	ПБК-1	ПБК-3
Крутящий момент при свинчивании, кН·м . . . . .	1,8	0,8—0,9	1,68
Крутящий момент при докреплении, кН·м . . . . .	25	12—15	6
Число ведущих роликов . . . . .	—	2	2
Диаметр ведущих роликов, мм . . . . .	—	180	200 и 230
Частота вращения трубозажимного устройства, об/мин . . . . .	84	69	66
Тип двигателя . . . . .	ДР-13	ДР-10	БВУ-1
Мощность двигателя, кВт . . . . .	10	7,5	3,5
Число двигателей . . . . .	1	1	2
Средний расход воздуха на свинчивание и докрепление одного соединения, м <sup>3</sup> . . . . .	1,2	0,8	1,1
Масса ключа, кг . . . . .	2440 *	984	540

\* Масса ключа с пультом управления.

## § 10. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ МЕХАНИЗАЦИИ И АВТОМАТИЗАЦИИ СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЙ

Механизм спуско-подъемных операций МСП-2 и комплекс механизмов АСП-3 наряду с механизацией и автоматизацией работ позволяют совмещать по времени отдельные операции и сокращать общее время, затрачиваемое на СПО.

### Механизм МСП-2

Механизм МСП-2 (рис. III.21) предназначен для механизации трудоемких работ при спуско-подъемных операциях: установки свечи на подсвечник; подтягивания верхних концов свечей с элеватором и талевым блоком к рабочему месту второго помощника бурильщика; закрепления бурильных труб в роторе при помощи пневматических клиновых захватов.

Применение МСП-2 позволяет несколько увеличить скорость спуско-подъемных операций, а следовательно, и скорость бурения при значительном облегчении труда рабочих. Монтаж

этого механизма несложен, не требует изменения конструкции бурового оборудования.

В комплекс механизма входят: механизм захвата свечи 3; верхняя площадка рабочего, приспособление для автоматической установки свечей на подсвечник АУС-3 4, пневматический клиновой захват 1 и подвесной пневматический ключ ПБК-3 2.

Основные механизмы приводятся в действие сжатым воздухом при давлении 0,5—0,8 МПа от общей воздушной системы управления буровой установки.

Механизм захвата свечи (рис. III.22) предназначен для перемещения свечей от центра скважины и установки их на подсвечник при подъеме бурильной колонны, а также для подачи их к центру скважины при спуске труб. Он состоит из

основания 17, на котором смонтированы пневматический цилиндр 13, выдвижная стрелка 1, перемещаемая с помощью цепи 2 от звездочки 7, вращающейся вместе с шестерней 15, и от рейки 12, закрепленной на пневматическом цилиндре.

Пневматический цилиндр имеет неподвижный пустотелый шток 6, концы которого укреплены в кронштейнах 4. В середине штока имеется неподвижный поршень 8. Воздух, поступивший в цилиндр, перемещает его по штоку в ту или иную сторону в зависимости от того, к какому концу штока подводится сжатый воздух через гибкие шланги 3. При перемещении цилиндра рейка, закрепленная на нем, вращает шестерню, посаженную на одном валу со звездочкой 7, которая при вращении перемещает цепь 2. Концы цепи закреплены на концах выдвижной стрелы. Чтобы манжеты штока и поршня не имели одностороннего износа в результате воздействия силы тяжести движущегося цилиндра, последний смонтирован на тележке 14, прикрепленной к нему с помощью трех пружин 16, поддерживающих цилиндр.

На конце выдвижной стрелы смонтировано автоматически

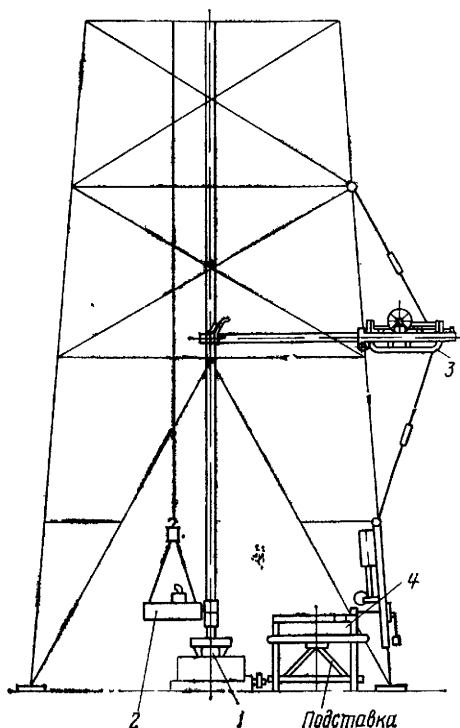


Рис. III 21. Механизм МСП-2

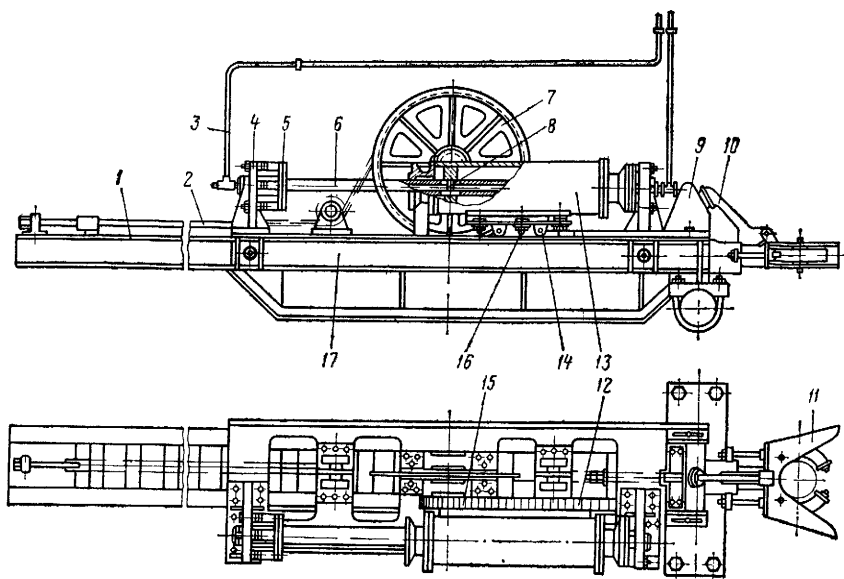


Рис. III.22. Механизм захвата свечей

схватывающее бурильные трубы захватывающее устройство 11, которое открывается с помощью курка 10 при ударе последнего об упор 9, когда нижний конец свечи пройдет через центральную створку АУС-3. Ход стрелы регулируется длиной хода пневматического цилиндра с помощью втулок 5, прикрепляемых на четырех шпильках к кронштейнам 4.

Механизм захвата свечи монтируется на втором поясе вышки и управляется краном. Диаметр пневматического цилиндра равен 200 мм, максимальный ход его 650 мм, длина хода стрелы 3,4 м. Полный набор втулок 5 уменьшает ход пневматического цилиндра до 530 мм. При таком ходе цилиндра длина хода стрелы составляет 2,75 м. Если давление сжатого воздуха 0,5 МПа, то сила тяги нижнего захвата при к. п. д. всего механизма, равном 0,65, составляет 2 кН. Масса захвата 1250 кг.

*Приспособление для автоматической установки свечей на подсвечник АУС-3* предназначается для автоматической установки нижних концов бурильных свечей, подаваемых на подсвечник.

АУС-3 (рис. III.23) представляет собой металлический подсвечник 1 с рядом барьеров, разделяющих его на десять секций. В середине подсвечника имеется проход, по которому передвигают свечу с помощью захвата. Чтобы направлять свечи в соответствующую сторону, в конце прохода установлена центральная створка 2, автоматически закрывающаяся под дейст-

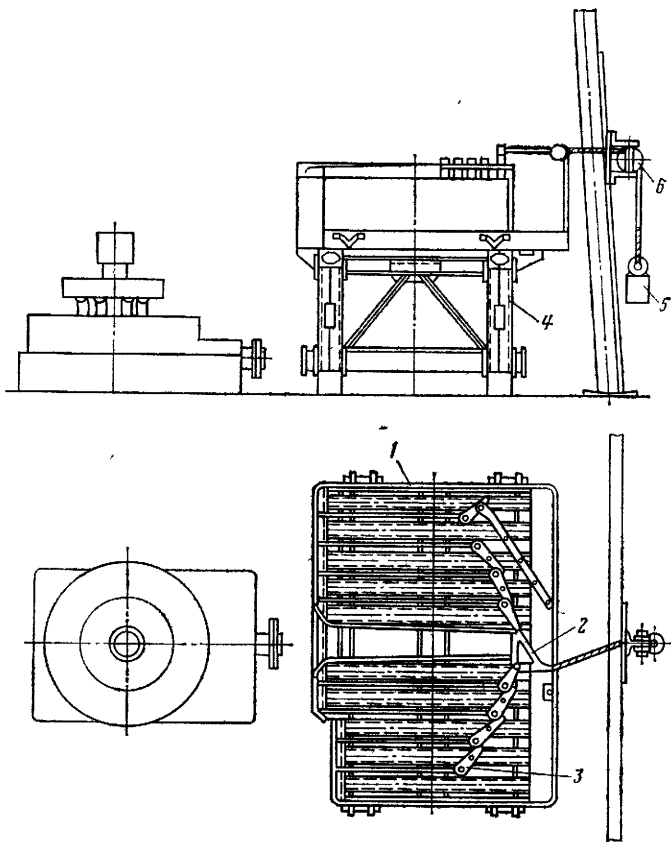


Рис. III.23. Приспособление для автоматической установки свечей АУС-3

вием груза 5, подвешенного с помощью троса на ролике 6. Секции (за исключением двух крайних) закрываются створками 3. Свечи устанавливаются на подсвечник в следующем порядке: свеча, отвинченная от колонны бурильных труб и подвешенная на элеваторе, с помощью захвата движется к центральной створке 2. Нижний конец свечи, нажимая на створку, открывает последнюю и проходит ее; затем створка автоматически закрывается. В это время курок захвата ударяется об упор, открывает захватывающее устройство и освобождает свечу. Свеча, стремясь занять вертикальное положение, скользит на одну из сторон подсвечника по наклонной плоскости центральной створки и по закрытым створкам 3. Дойдя до секции, створка которой открыта, свеча направляется в нее. Вторая свеча, продвигаясь по проходу аналогично первой, устанавливается в той же секции позади первой. По заполнении

первой секции свечи направляются во вторую, на которой за-  
благовременно открывается створка. Последующее заполнение  
свечами секции распределителя производится в том же по-  
рядке.

Когда одна сторона подсвечника заполнена, центральная  
створка переворачивается другой стороной; при этом меняется  
направление движения свечей для заполнения ими другой сто-  
роны подсвечника.

Для удобства установки свечей на место АУС-3 монтируется  
на металлической подставке 4, высота которой от пола буров-  
ой равна 1,2 м. На подсвечник можно установить 148 свечей  
диаметром 114 мм, 135 свечей диаметром 127 мм и 112 свечей  
диаметром 141 мм с приварными соединительными замками.  
Масса АУС-3 равна 2300 кг, масса металлической подставки  
800 кг. Управление комплексом механизмов осуществляется  
с помощью кранов, расположенных у поста бурильщика.

*При подъеме* колонны бурильных труб элеватор спущен  
вниз и находится над клиновым захватом. Помощник буриль-  
щика и буровой рабочий подводят под муфту свечи элеватор и  
закрывают его. Бурильщик поворачивает рукоятку крана управ-  
ления ПБК-3 в положение, соответствующее подъему клиньев,  
включает лебедку и поднимает колонну бурильных труб. Одно-  
временно с колонной поднимаются в верхнее положение клинья.  
Подняв свечу, бурильщик переключает кран управления на  
спуск клиньев. Клинья заходят в конусную часть ротора и за-  
жимают трубу. При этом муфта должна быть на таком рассто-  
янии от клиньев, чтобы можно было завести и закрыть элеватор.

После установки колонны бурильных труб на клинья вклю-  
чают кран управления захватным устройством, и последнее  
выдвигается к центру скважины для захвата свечи. Одновре-  
менно с откреплением и отвинчиванием свечи включают кран  
для возврата захватного устройства в исходное положение. При  
этом верхний конец свечи устанавливается за палец, а нижний  
оттягивается на подсвечник АУС-3. После установки свечи на  
подсвечник второй помощник бурильщика открывает элеватор,  
а затем, когда талевый блок пройдет площадку, устанавливает  
свечу за пальцем в ряд.

*При спуске* колонны бурильных труб, после того как она  
будет посажена на клинья, свободный элеватор раскрывают и  
поднимают. Второй помощник бурильщика, находящийся на  
верхней площадке, выводит свечу из-за пальца. Когда элеватор  
поднимается выше площадки, он заводит свечу в открытый  
элеватор и закрывает его, а бурильщик, включая лебедку, при-  
поднимает свечу и снимает с подсвечника.

После установки конца свечи в муфту ранее спущенной  
свечи свинчивается замковое соединение труб, затем докреп-  
ляется, и свеча спускается в скважину. Все операции повто-  
ряются сначала.

Применение АСП-3 значительно облегчает труд рабочих при спуско-подъемных операциях в процессе бурения скважин и ускоряет эти работы. При этом спуско-подъемные операции производятся по новому технологическому процессу, когда второй помощник бурильщика работает на полу буровой.

Талевый блок, выполненный в виде двух раздвинутых секций канатных шкивов, имеет возможность подниматься и опускаться вдоль оси бурильных труб; свеча в это время развинчивается или свинчивается ключом АКБ-3. Такая схема позволяет интенсифицировать работы путем совмещения во времени операции подъема и спуска загруженного и незагруженного талевого блока с операциями свинчивания и развинчивания свечи, установки ее на подсвечник и переноса с подсвечника к центру скважины.

Установка АСП-3 (рис. III.24) состоит из пульта управления 1, талевого блока 6, автоматического элеватора 5; пневматического клинового захвата 3, встроенного в ротор; ключа АКБ-3 2; центратора 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 устанавливаются кронблок 10 с дополнительным шкивом 11 и два приспособления для закрепления направляющих канатов центратора. Эти механизмы рассчитаны на монтаж на буровой вышки А-образного типа высотой 42 и 53 м.

Кронблок, талевый блок и клиновые захваты, применяемые в комплексе АСП-3, описаны выше. Рассмотрим остальные узлы комплекта. Центратор подвижной конструкции предназначен для удержания в вертикальном положении поднятой свечи при ее раскреплении и развинчивании, когда талевый блок скользит по телу трубы вниз или когда во время свинчивания трубы поднимается вверх.

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 при спуске блока до определенной высоты. Внутри траверсы имеет круглое отверстие с конусом в верхней части и прорезью сбоку для захода свечи.

Автоматический элеватор (рис. III.25) подвешивается к серьге талевого блока на двух штрапах 1. В корпусе помещены три гладкие (ненасеченных) клина 3, подхватывающие замок свечи под его торец. Клинья поднимаются и опускаются автоматически системой рычагов 2, соединенных с роликами 4, которые катятся по свече.

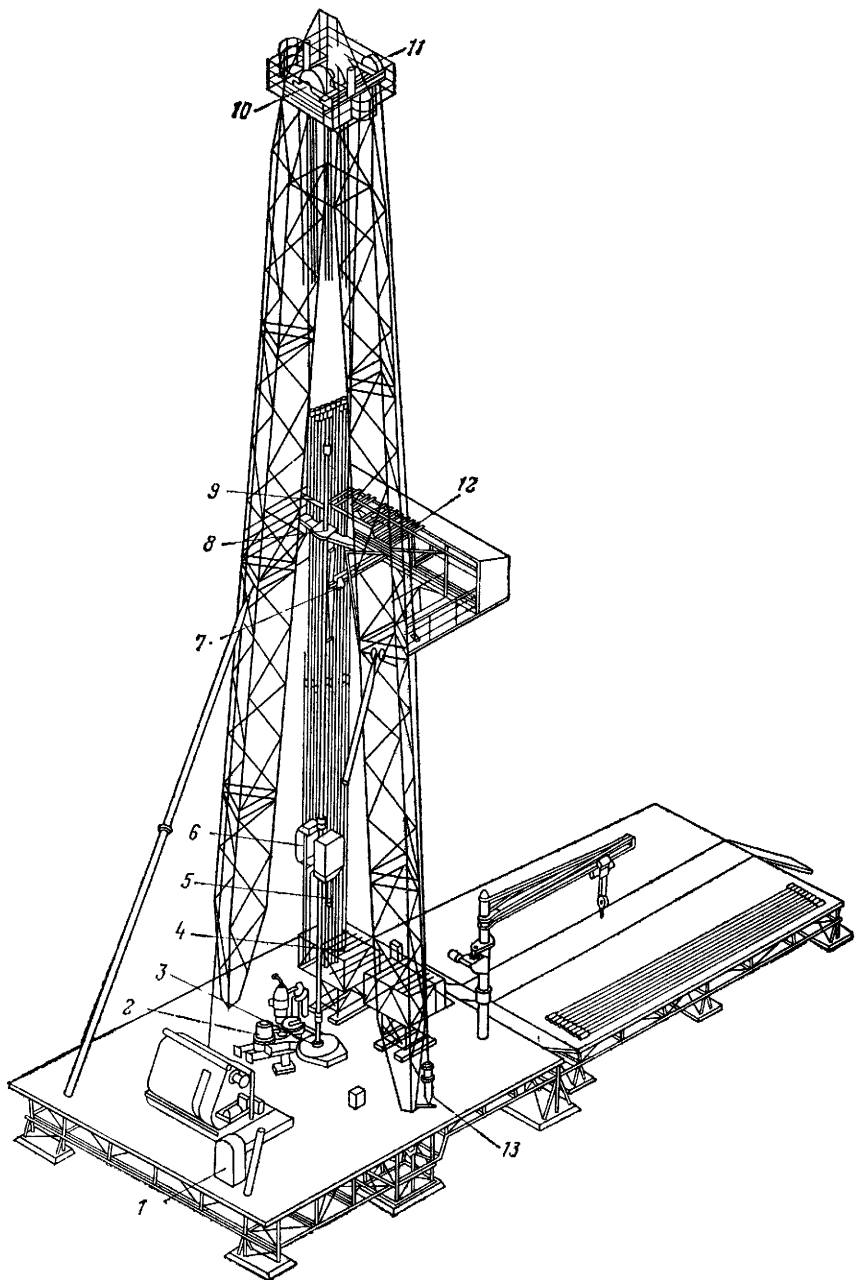


Рис. III.24. Комплекс механизма АСП-3

Механизм переноса свечей 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 свечей.

Привод тележки и выдвижной стрелы осуществляется двумя электродвигателями, которые питаются электроэнергией через станцию управления.

Механизм захвата свечи 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 буровой. 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 свечей 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. Затем, 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 помощи 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 механизмы выполняют операции в обратной последовательности: захватывают свечу, сто-

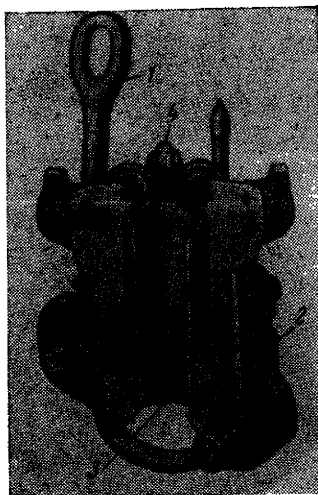


Рис. III.25. Автоматический элеватор АСП-3



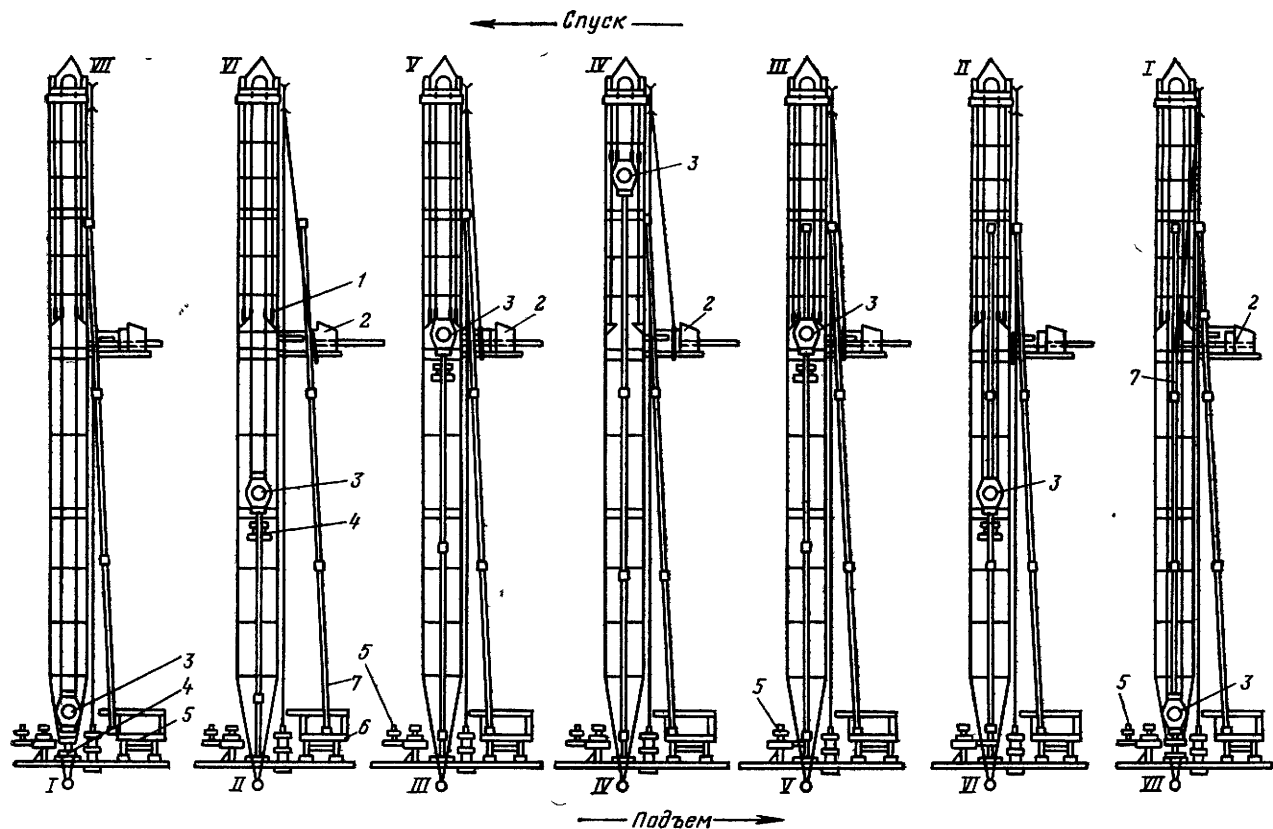


Рис III 26 Технологическая схема СПОс АСП-3

помощи механизма захвата отвинченная свеча переносится на подсвечник. Ключ АКБ-3 отведен от устья скважины.

Положение II. Талевый блок 3 поднимается со свечой вверх. В это же время механизм захвата свечи 1, 2 продолжает переносить ранее поднятую свечу на подсвечник 6. Роторные клинья подняты в верхнее положение. Ключ АКБ-3 5 отведен.

Положение III. Талевый блок 3 продолжает подниматься. Механизм захвата свечи 2 установил свечу на подсвечник; клинья и ключ АКБ-3 находятся в прежнем положении.

Положение IV. Талевый блок 3 достиг верхнего положения, подняв колонну труб на высоту одной свечи. Клинья опущены в ротор и зажимают колонну. Механизм захвата свечи 2 передвигается вдоль подсвечника.

Положение V. Ключ АКБ-3 заведен на замковое соединение, трубы развинчиваются. Талевый блок опускается вниз вдоль трубы.

Положение VI. Ключом АКБ-3 развинчивается свеча, талевый блок опускается вниз. Механизм захвата подготовлен к выходу за очередной свечой.

Положение VII. Ключ 5 отведен в исходное положение, талевый блок опустился в крайнее нижнее положение. Механизм захвата 2 выдвинут и захватил за тело очередную свечу 7. Клиновой захват продолжает удерживать колонну бурильных труб, затем цикл повторяется для подъема колонны на длину следующей свечи.

Спуск труб проводится в обратной последовательности.

Положение I. Талевый блок, опустив свечу и установив ее в роторе на клиньях, находится еще в нижнем положении. Очередная свеча механизмом захвата установлена в замковую муфту и подготавливается для завинчивания. Ключ АКБ-3 отведен от ротора в исходное положение.

Положение II. Талевый блок поднимается вдоль свечи; в это время ключ АКБ-3 выдвигается к ротору, заходит на замковые соединения, а механизм захвата перемещается за следующей свечой.

Положение III. Талевый блок продолжает подниматься вверх. Ключ АКБ-3 завинчивает верхнюю свечу. Механизм захвата продолжает перемещаться.

Положение IV. Талевый блок подошел в крайнее верхнее положение, поднимает колонну труб. В это время бурильщик освобождает клиновой захват и поднимает его в нерабочее положение. Ключ АКБ-3 отводится в исходное положение. Механизм захвата устанавливается против следующей свечи, стоящей на подсвечнике.

Положение V. Производится спуск труб в скважину. Клиновой захват поднят, а ключ АКБ-3 отведен от ротора. Захват захватил очередную свечу.

Положение VI. Спуск труб продолжается. Клинья и ключ находятся в прежнем положении; механизм захвата, подняв свечу, выводит ее из магазина.

Положение VII. Спуск свечи окончен, колонна труб установлена на клинья. Поднятая свеча направляется к центру скважины, после чего цикл повторяется.

Таким образом, комплекс механизмом позволяет совмещать по времени отдельные операции, чем достигается большая экономия времени. Применение этого комплекса улучшает условия труда рабочих и повышает безопасность работ.

На основании фактических материалов установлено, что применение АСП-3 позволяет сократить время на спуско-подъемные операции на 40%. Особенно хорошие результаты получены там, где механизм использовался в сочетании с вышкой высотой 53 м и трубами, изготовленными из алюминиевых сплавов, так как в этом случае сокращаются число свечей и нагрузка на механизм захвата и переноса свечей.

#### § 1. НАЗНАЧЕНИЕ, УСТРОЙСТВО И КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ

Лебедка является основным механизмом буровой установки и предназначена для производства следующих операций: спуска и подъема бурильных и обсадных труб; удержания колонны труб на весу в процессе бурения или промывки скважины;

передачи вращения ротору; свинчивания и развинчивания труб; производства вспомогательных работ по подтаскиванию в буровую инструмента, оборудования, труб и др.;

для 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, состоящая из основного (ленточного) и вспомогательного (регулирующего) тормозов, пульт управления. Все механизмы закрыты предохранительными щитами.

Подъемный вал лебедки, получая вращение от КПП, преобразовывает вращательное движение силового привода в поступательное движение талевого каната, ходовой конец которого закреплен на барабане подъемного вала. Подъем нагруженного крюка производится с затратой мощности, зависящей от силы тяжести поднимаемых труб, а спуск — под действием собственного веса труб, спускаемых в скважину, или ненагруженных талевого блока, крюка и элеватора, когда элеватор опускается вниз за очередной свечой.

Для этого лебедки снабжаются устройствами для подвода мощности при подъеме и тормозными устройствами. 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. Переключение скорости в коробках передач во время подъема колонн различного веса осуществляется периодически. Оперативного управления скоростями коробки не требуется.

В зависимости от скорости спуска или подъема крюка и числа ветвей в талевого оснастке канат на барабан лебедки

навивается и свивается с различными скоростями. Скорость крюка при подъеме колонн наибольшего веса составляет 0,3—0,5 м/с, а скорость подъема ненагруженного элеватора — 1,5—2,0 м/с. 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 обычно не превышает 3 м/с, наименьшая при спуске обсадных колонн — 0,2 м/с.

В процессе бурения с помощью лебедки осуществляется подача бурильной колонны со скоростью до 1,5 м/мин.

В процессе подъема колонны канат навивается на барабан лебедки под действием силы тяжести всей колонны, а свивается при спуске ненагруженного элеватора при небольшом натяжении. В процессе спуска колонн, наоборот, канат навивается при небольшом натяжении и большей скорости во время подъема ненагруженного элеватора, а свивается при действии силы тяжести 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 (главным) ее параметром.

Присоединительными размерами буровой лебедки являются: диаметр талевого каната; расстояния от середины барабана до центра звездочки, установленной на валу ротора.

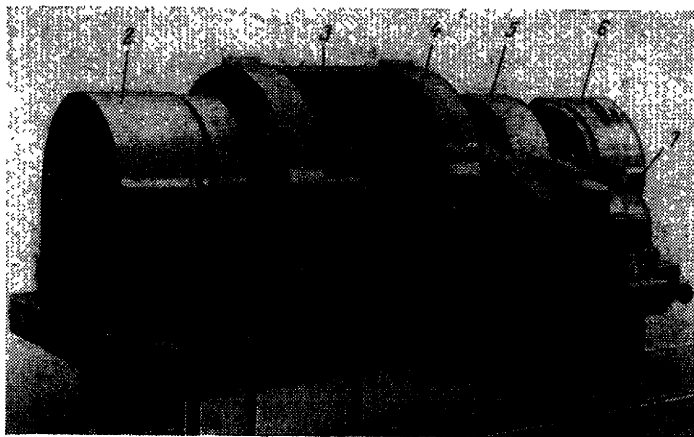


Рис. IV.1. Общий вид лебедки ЛБУ-1100:

1 — рама; 2 — трансмиссия; 3 — барабан; 4 — тормоз; 5 — фрикционная муфта; 6 — вспомогательный тормоз; 7 — привод ротора

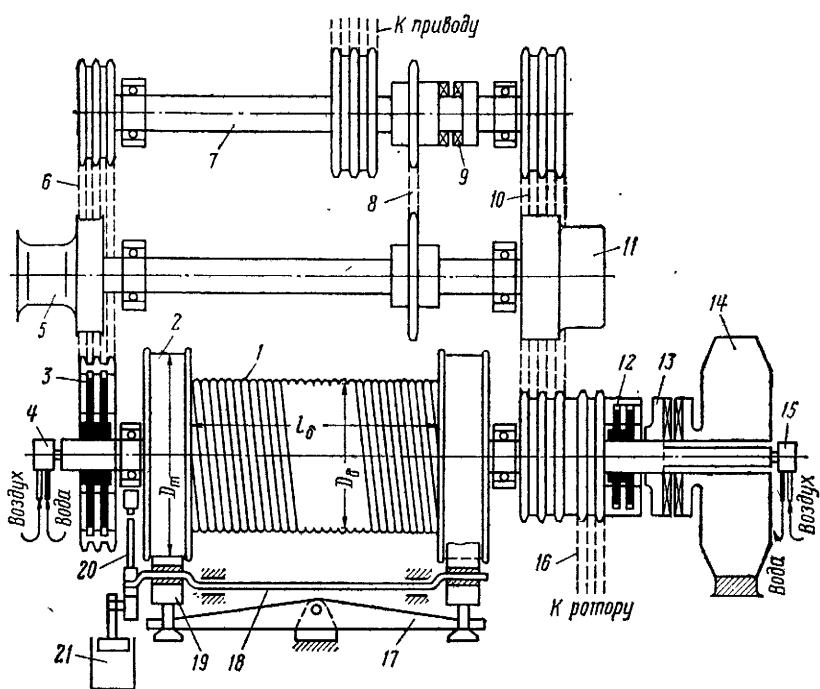


Рис. IV.2. Принципиальная схема трехвальной лебедки:

1 — главный барабан; 2 — механический тормоз (главный); 3 — фрикционная муфта медленного вращения; 4 — вертлюжок для подвода воды и воздуха; 5 — шкиловая катушка; 6 — передача медленного вращения; 7 — трансмиссионный вал; 8 — передача привода катушечного вала; 9 — муфта включения катушечного вала; 10 — передача привода быстрого вращения; 11 — катушка для раскрепления замков; 12 — фрикционная муфта включения быстрого вращения; 13 — муфта включения вспомогательного тормоза; 14 — вспомогательный тормоз; 15 — вертлюжок для подачи воздуха и отвода воды; 16 — передача привода ротора; 17 — балансир механического тормоза; 18 — коленчатый вал торможения; 19 — тормозная лента; 20 — рычаг тормоза; 21 — цилиндр пневматического торможения

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 сделает невозможным нормальное бурение скважины роторным способом.

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

лебедка со всеми компоновочными ее узлами монтируется на одной общей раме и представляет собой один агрегат (У2-5-4, У2-2-11, ЛБ-750 и др.);

Таблица IV.1

Параметры	Тип лебедки				
	БУ-80	У2-2-11	У2-5-5	ЛБУ-1100	ЛБУ-1400
Мощность на барабане, кВт	550	630	820	820	1030
Максимальное натяжение талевого каната, МН	2,0	2,0	2,45	2,64	3,41
Диаметр талевого каната, мм	28	28	32	32	35
Число скоростей на подъемном валу	3	3	5	6	6
Число скоростей на приводе ротора	3	3	4	3	3
Размер барабана, м:					
диаметр	0,7	0,65	0,8	0,75	0,835
длина	1,2	8,4	1,0	1,35	1,445
Размер тормозных шкивов, м:					
диаметр	1,18	1,18	1,45	1,45	1,45
ширина	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Число колодок	20	18	27	27	27
Тип вспомогательного тормоза	Гидротормоз 1200		Гидротормоз 1450	Электротормоз ЭТМ-4500	Гидротормоз 1450
Габаритные размеры, м:					
длина	5,17	5,97	7,23	7,09	7,34
ширина	2,65	3,19	3,53	4,59	2,76
высота	2,38	2,27	2,78	2,43	2,50
Масса, т	13	21,5	26,2	33	31,15

лебедка, состоящая из двух отдельно транспортируемых агрегатов (подъемный и коробка перемены передач), которые соединяются между собой при помощи стяжек (лебедки ЛБУ-1100, ЛБУ-1400, У2-5-5). У лебедки У2-5-5 подъемный агрегат соединен с КПП двумя мощными карданными валами со стороны, противоположной пульту бурильщика.

На рис. IV.1 показан общий вид одновальной лебедки, а на рис. IV.2 приведена принципиальная схема трехвальной буровой лебедки.

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

В последних типах буровых установок основная лебедка расположена ниже пола буровой, а для выполнения вспомогательных операций (раскрепления бурильных труб при их подъеме из скважины, подтаскивания в буровую мелких грузов, свинчивания обсадных труб) используются вспомогательные лебедки. При этом конструкция основной лебедки упрощается, и масса ее уменьшается.

## § 2. УЗЛЫ БУРОВОЙ ЛЕБЕДКИ

*Станина* представляет собой металлическую сварную раму, на которой монтируются узлы лебедки. Станина должна предохранять отдельные детали лебедки от повреждения и утери 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.3) является главным валом буровой лебедки, а в ряде новых конструкций (например, в лебедке ЛБ-750) единственным. На конце вала 7 укреплен шинно-пневматическая муфта 1, служащая для включения лебедки от звездочки 2.

На другом конце вала смонтированы звездочка 8, трансмиссия регулятора подачи долота и барабан 9 муфты включения вспомогательного тормоза. В средней части подъемного вала 7 между коренными подшипниками 3 напрессован и закреплен на шпонке барабан. Он состоит из бочки 6 и дисков 5. Наружная поверхность барабана гладкая или с канавками под определенный диаметр талевого каната.

С обоих концов барабана к дискам на болтах крепятся тормозные шкивы 4, поверхность которых даже при наличии вспомогательных тормозов во время торможения нагревается до температуры, в ряде случаев превышающей 900° С. Поэтому к этим деталям лебедки предъявляются большие требования.

На рис. IV.4 показана тормозная система лебедки. Тормозные шкивы изготавливаются Уралмашзаводом из стали марок 35ХНЛ и 30ХМЛ с термической обработкой — закалкой и высоким отпуском. Можно изготавливать шкивы из стали других марок (5ХГСЛ, 20ХМЛ и др.) с соответствующей термообработкой. Во избежание серьезных аварий необходимо тщательно следить за работой тормозных шкивов: при появлении на поверхности трещин их своевременно следует заменять.

В некоторых буровых лебедках отечественных и зарубежных конструкций применяется водяное охлаждение тормозных шкивов.

На рис. IV.5 показан барабан с водяным охлаждением тормозных шкивов. Для подвода воды к подъемному валу со стороны одного торца вала 1 сверлится отверстие 2 глубиной по оси примерно 200 мм. В конце этого отверстия в перпендикулярном к нему направлении сверлится с поверхности вала второе отверстие 3 и ближе к торцу вала — отверстие 4. Оба выхода этих отверстий на поверхности вала закрыты специальной втулкой 5 с кольцевыми канавками 6 и 7.

К втулке на соединительных гайках 8 под прямым углом присоединяются нагнетательный 9 и сливной 10 трубопроводы. Трубопровод 9 вторым концом присоединяется к водяной по-

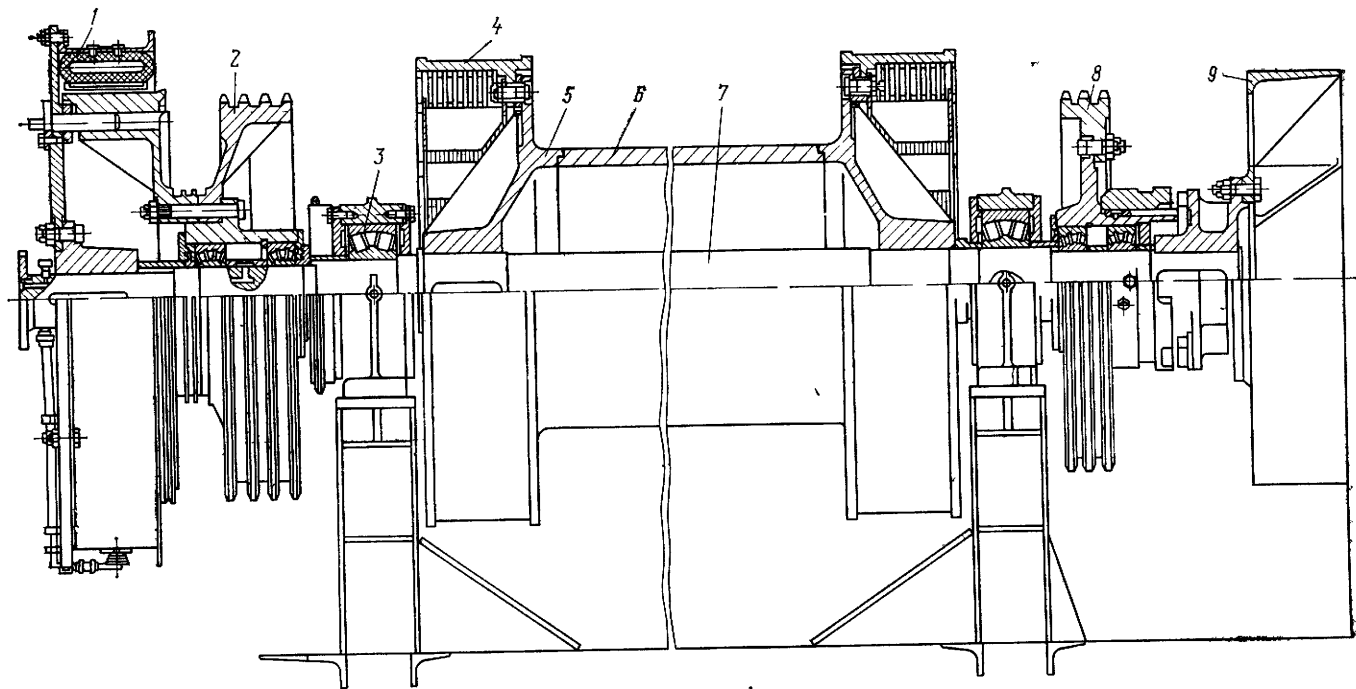
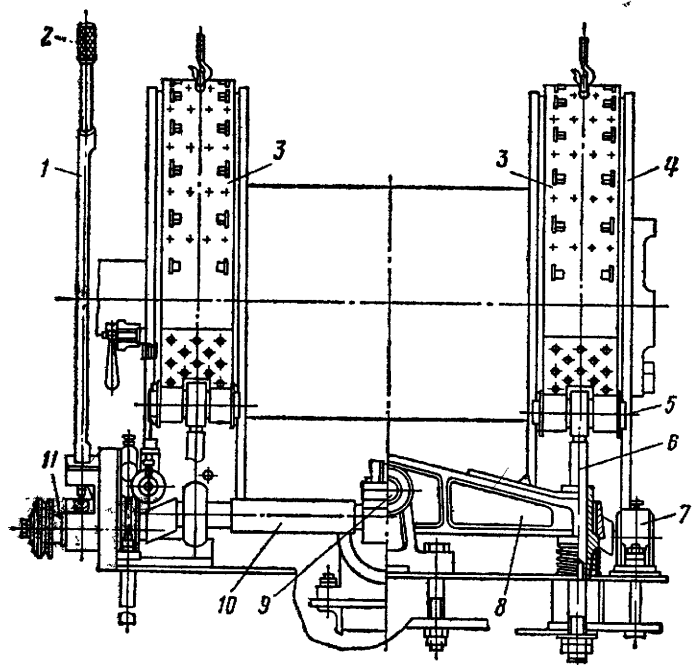


Рис IV 3 Подъемный вал лебедки

a



б

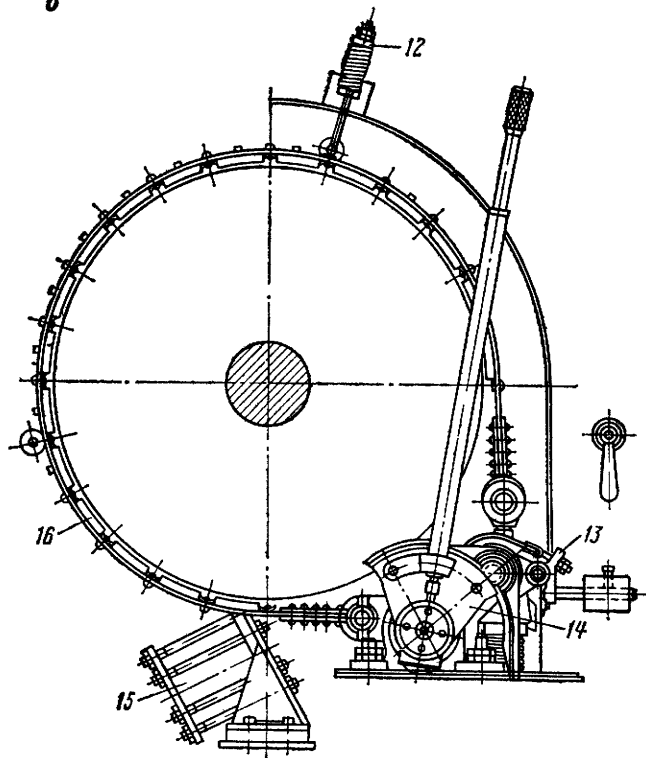


Рис. IV.4. Тормозная система лебедки:

а — вид сверху; б — вид сбоку;  
 1 — рычаг; 2 — рукоятка; 3 — лента; 4 — тормозной шкив; 5 — шар-

нир; 6 — регулировочный болт; 7 — опора; 8 — балансир; 9 — ось  
 балансира; 10 — коленчатый вал тормоза; 11 — край пневмоуправ-  
 ления; 12 — пружина; 13 — фиксатор рычага; 14 — сектор; 15 —  
 пневмоцилиндр; 16 — тормозная колодка

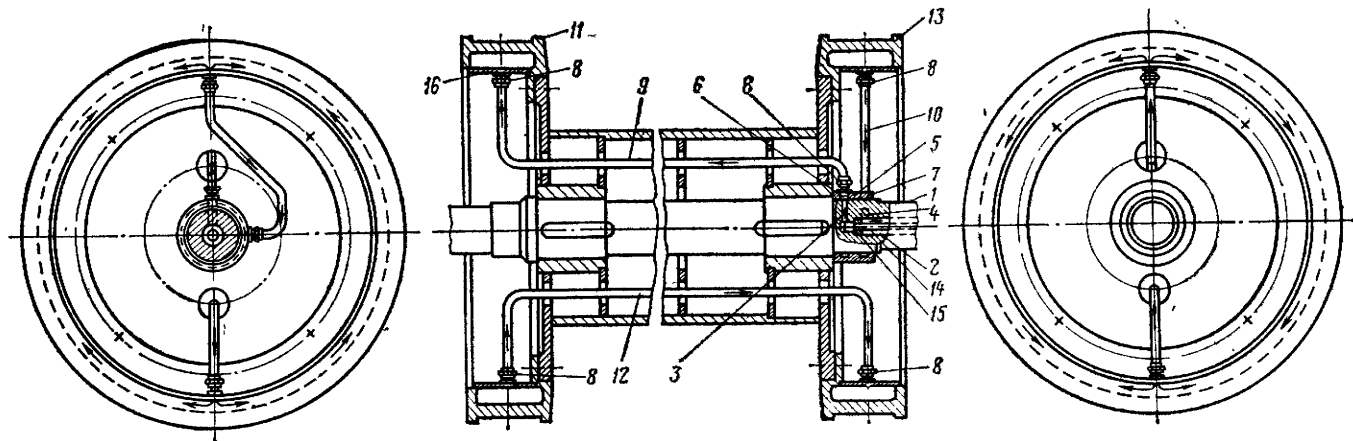


Рис. IV.5. Схема водяного охлаждения тормозных шкивов

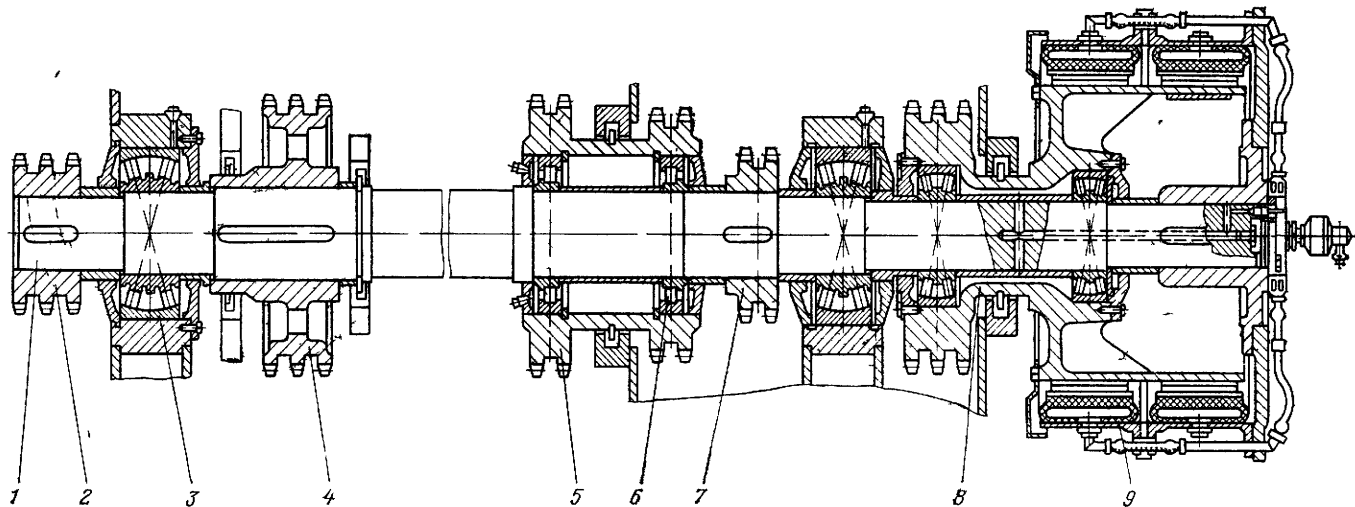


Рис IV 6 Промежуточный вал лебедки.

1 — вал, 2, 4, 5, 7 и 8 — цепные колеса привода барабана, про-

межуточного вала, промежуточных передач, привода ротора и «быстрых» частот, 3 и 6 — подшипники вала и колес промежуточных передач, 9 — шинно-пневматическая муфта

лости тормозного шкива 11. К диаметрально противоположной стороне этого шкива присоединяется второй трубопровод 12, по которому вода перетекает в тормозную шайбу 13, омывает ее и по сливному трубопроводу 10, кольцевой канавке 7 поступает в пространство между стенками отверстия 2 вала и наружным диаметром трубки 14 и далее в сливную емкость.

Трубка 14 служит для подачи воды в вал. Уплотнение 15 разобщает нагнетаемый и выходной каналы.

Тормозные шкивы барабана с водяным охлаждением имеют камеры, которые образуются путем приварки по всей внутренней поверхности шкивов тонкого металлического кожуха 16.

*Трансмиссионный вал* трехвальной лебедки предназначается для приема одной скорости от силового привода и передачи двух и более скоростей промежуточному валу и в отдельных конструкциях одной высокой скорости на подъемный вал. В лебедках, имеющих коробку передач, трансмиссионный вал передает подъемному валу вращение через одну или несколько передач и через специальную передачу — вращение ротору. Этот же вал используется также для присоединения к лебедке регулятора подачи долота. Например, у лебедок У2-5-5 он выполняет функции только катушечного вала при вспомогательных работах.

*Промежуточный вал* устанавливается только на трехвальных лебедках. Его иногда называют катушечным в связи с тем, что на концах этого вала расположены катушки, применяемые во время проведения вспомогательных работ и работ по раскреплению и свинчиванию бурильных труб при спуско-подъемных операциях. Кроме того, этот вал предназначен для передачи подъемному валу двух и более скоростей.

На рис. IV.6 показан промежуточный вал буровой лебедки У2-2-11. Цепное колесо 2 передает на подъемный вал три («тихие») частоты вращения (I, II и III), полученные от трансмиссионного вала при помощи цепных колес 4 и 5. Колесо 8 на трансмиссионном валу 1 свободно вращается на подшипниках, включается при помощи муфты 9 и передает еще три «быстрых» частоты вращения (IV, V и VI) барабану лебедки. Цепное колесо 7 служит для передачи вращения ротору.

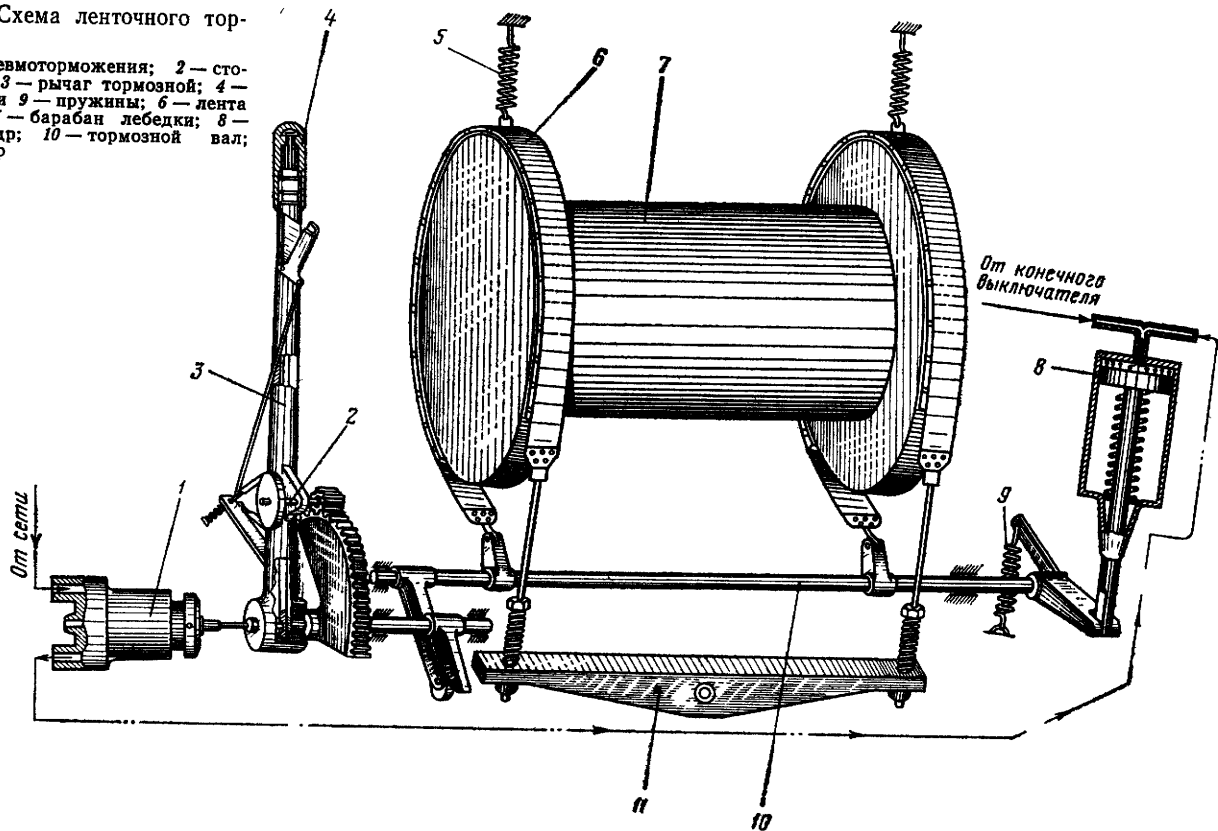
## Тормозная система

Для торможения подъемного вала лебедки во время спуска труб в скважину, а также при подаче их на забой в процессе бурения лебедка снабжается двухленточным колодочным тормозом. На рис. IV.7 показана принципиальная типовая схема тормозной системы буровой лебедки.

Две тормозные ленты 6 охватывают тормозные шкивы барабана 7. Одним концом ленты присоединяются к балансиру

Рис. IV.7. Схема ленточного тормоза:

1 — кран пневмоторможения; 2 — стопор рычага; 3 — рычаг тормозной; 4 — рукоятка; 5 и 9 — пружины; 6 — лента тормозная; 7 — барабан лебедки; 8 — пневмоцилиндр; 10 — тормозной вал; 11 — балансир



11, установленному на стойке на раме лебедки перед барабаном, а другим концом — к тормозному валу 10.

Для уменьшения усилия торможения к противоположному концу тормозного вала присоединяется пневматический цилиндр 8. При поступлении в его полость сжатого воздуха поршень передвигается и через шток, присоединенный к коленчатому валу тормоза, поворачивает последний, прижимая ленты с колодками к тормозным шкивам лебедки. Если необходимо остановить или замедлить частоту вращения барабана, бурильщик рукой нажимает тормозную рукоятку по направлению к полу буровой. При этом вертикальные концы лент, присоединенные к балансиру, остаются неподвижными, а горизонтальные, закрепленные на шейках коленчатого вала тормоза, натягиваются, и колодки, прикрепленные на их внутренних поверхностях, охватывают шкивы барабана и затормаживают его.

*Тормозная лента* (рис. IV.8) — это стальная лента 1, к которой на болтах 3 или скобах крепятся тормозные колодки 2. При помощи шарниров 4 и 5 лента соединяется с коленчатым валом тормоза и балансиром. Для равномерного и полного отхода колодок от шкивов барабана к наружной поверхности лент прикрепляются оттяжные устройства 6.

*Колодки*, изготовленные из ретинакса, обладают более высокими качествами и наиболее широко распространены. Для крепления их к ленте концы металлических пластин, запрессованных в материал колодки, загибаются на наружную поверхность ленты.

Колодки прикрепляются иногда 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

	Л1-4	Из ретинакса
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

*Балансир* тормоза 1 (рис. IV.9) устанавливается при помощи оси 2 на стойке 3. В гнезда вставляются два стакана 4, опорные сферические поверхности которых 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

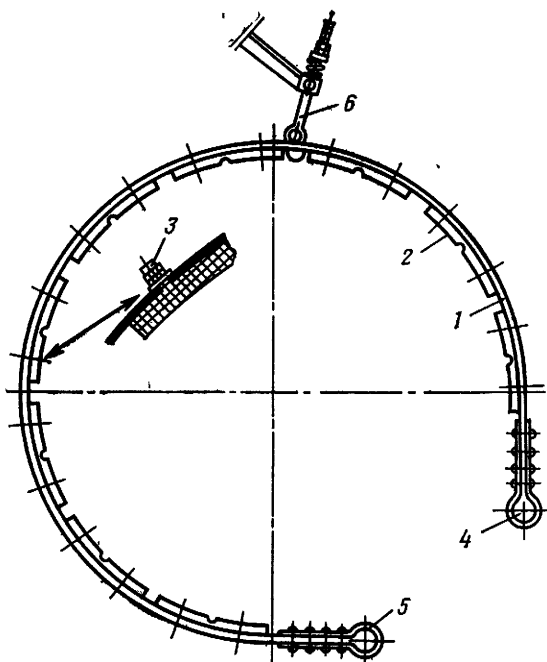


Рис. IV.8. Тормозная лента

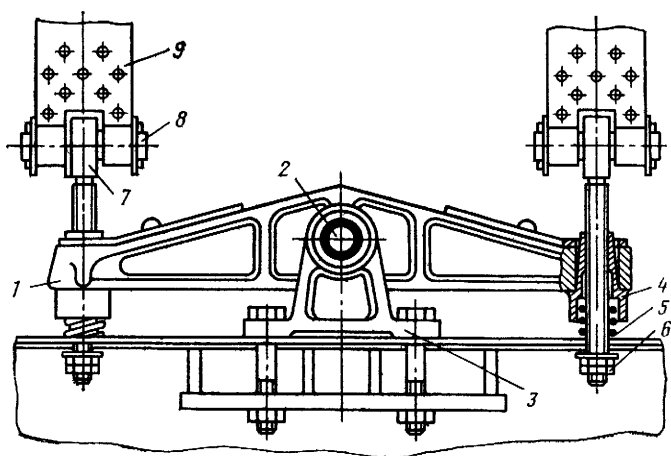


Рис IV 9 Балансир тормоза

и выравнивать натяжение лент. Болт 7, соединенный с тормозной лентой 9 валиком 8, ввинчен в стакан 4 и имеет на конце две гайки 6, которыми регулируется зазор между колодками и тормозным барабаном. Пружины 5, упирающиеся в раму, предназначены для плотного прижатия стаканов в тех случаях, когда ленты не находятся под нагрузкой.

*Коленчатый вал* тормоза устанавливается в трех подшипниках и имеет две шейки для присоединения к нему двух тормозных лент. Смазывают подшипники с помощью масленок. Тормозные ленты с шейками валика соединяются при помощи обойм с втулками. На консольной части вала с противоположной стороны тормозного рычага укреплен рычаг, к которому при помощи пальца присоединяется шток пневматического цилиндра.

*Пневматический цилиндр* тормоза облегчает труд буровщика во время торможения подъемного вала лебедки при спуске труб в скважины. Конструкция его позволяет производить ручное управление 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.10) устанавливается на стойке 14, прикрепленной болтами к раме лебедки. Он состоит из цилиндра 1, верхней 2 и нижней 3 крышек, стянутых шпильками 5. Внутри цилиндра находится поршень 10 с уплотняющей манжетой 12, зажатой болтами 13 между тарелкой поршня и диском 11. Направляющая труба 8 скользит во втулке 9.

Шток 4 механически не связан с поршнем 10 и заканчивается сферической поверхностью. На этом рисунке показано

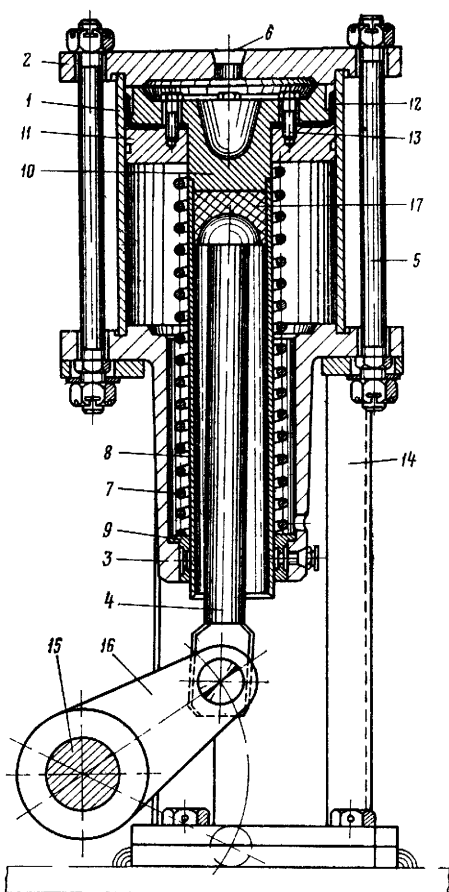


Рис. IV.10. Пневматический тормозной цилиндр

положение, когда тормоз освобожден от нагрузки и тормозные ленты отошли от тормозных шкивов. В цилиндре нет воздуха, и поршень 10 усилием пружины 7 поднят в верхнее крайнее положение. Если бурильщик при помощи тормозного рычага повернет тормозной вал 15, не включая пневматический цилиндр, то вместе с валом повернутся соединенный с ним рычаг 16 и передвинется шток 4, при этом поршень останется в верхнем положении.

Если в отверстие 6 верхней крышки 2 подать сжатый воздух, то поршень 10 нажмет на шток 4 сферическим резиновым буфером 17 и заставит его двигаться вниз, поворачивая при этом коленчатый вал на торможение. Сжатый воздух из цилиндра выпускается с поста бурильщика через отверстие 6. Как только воздух выйдет из цилиндра, усилием пружины поршень будет подан в верхнее крайнее положение.

*Тормозной рычаг* закрепляется на конце коленчатого вала со стороны пульта управления лебедкой и предназначен для управления тормозными лентами как с помощью нажатия на рычаг, так и при помощи пневматического цилиндра. В нижней части рычаг имеет ступицу для закрепления его на конце коленчатого вала. К ступице присоединяется трубчатая часть рычага, заканчивающегося 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.

Буровые лебедки, помимо ленточных тормозов, оснащаются дополнительными регулирующими тормозными устройствами. Назначение их состоит в поглощении энергии, выделяющейся при спуске колонны бурильных труб в скважину, в результате чего на долю ленточного тормоза остается только остановка колонны при ее посадке на ротор. При этом скорость опускаемая колонны можно регулировать.

Широко распространены в качестве регулирующих тормозных устройств гидродинамические и электрические тормоза с замкнутой системой водяного охлаждения, они присоединяются к подъемным валам лебедок при помощи кулачковых или обгонных муфт.

*Гидродинамический тормоз* предназначен для облегчения труда бурильщика, так как в связи с увеличением глубин скважин и веса бурильных труб при торможении лебедки во время спуско-подъемных операций 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, превращая часть выделяю-

шейся энергии в тепло. Ленточный тормоз лишь останавливает колонну труб во время посадки ее на ротор.

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

На рис. IV.11 приведен график зависимости мощности торможения от скорости спуска бурильных колонн 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 750 до 2500 кВт, или в 3,33 раза. Таким образом, чем больше диаметр ротора тормоза и выше скорость спуска труб в скважину, тем больше тормозной момент и тем надежнее работает тормоз.

Гидродинамический тормоз (рис. IV.12, а) состоит из ротора 1, статора 2, закрытого с боков крышками 3 и 4. Муфтой 7 он присоединяется к торцу подъемного вала лебедки 8. Статор, по существу, является основанием и крепится болтами к раме лебедки. Наклонные ребра 5 при наличии воды в тормозе во время вращения ротора в процессе спуска колонны способствуют созданию значительного сопротивления вращению вала 6. Во время вращения этого вала в обратную сторону (при подъеме колонны) сопротивление воды значительно уменьшается.

Гидродинамический тормоз 1 сообщается с холодильником 2 с помощью двух резиновых шлангов 3 и 4 (рис. IV.12, б). Через шланг 3 вода из холодильника поступает в корпус тормоза, где благодаря высоким скоростям циркуляции и встречному наклону лопаток создается значительный тормозной момент. При правильном выборе объема воды, залитой в тормозную систему, можно установить оптимальную для каждого конкретного случая скорость спуска колонны. Следует всегда помнить, что чем меньше скорость спуска, тем меньший тормозной

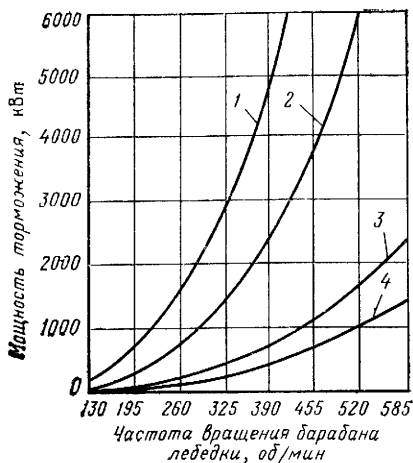


Рис. IV.11. Зависимость мощности торможения от частоты вращения барабана лебедки и диаметра ротора тормоза:

Диаметры ротора тормоза: 1 — 1,52 м; 2 — 1,17 м; 3 — 1,02 м; 4 — 0,92 м

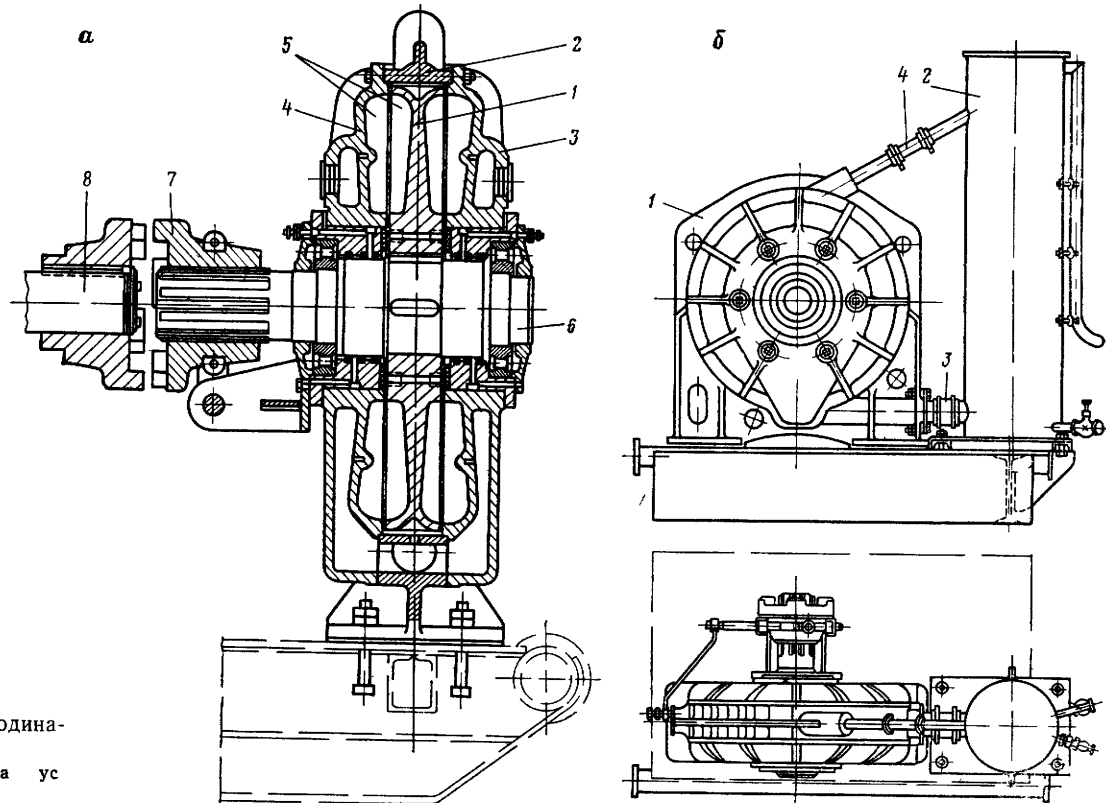


Рис IV 12 Гидродина-  
мический тормоз:  
а — разрез, б — схема ус-  
тановки

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 последней отключать от подъемного вала. 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 спуско-подъемных работ. В двух- и трехроторных тормозах с большим диаметром ротора (1,45 м) потери на трения, возникающие при подъеме крюка, достигают больших величин.

Для облегчения и сокращения затрат времени на отключение тормоза от подъемного вала лебедки гидродинамические тормоза укомплектовываются 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 во избежание значительных потерь энергии при вращении подъемного барабана во время подъема ненагруженного элеватора является большим недостатком этих тормозов.

*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.

В качестве регулирующих тормозов применяют электрические тормозные устройства трех типов: трехфазные синхронные генераторы, работающие в системе торможения; 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, станция управления, тормозные сопротивления, возбуждательный агрегат, 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 возбуждателя. Схемы управления позволяют получать различные тормозные режимы, например максимальный момент при больших или малых частотах вращения. Электротормоза включаются и выключаются без затраты дополнительного времени, так как не требуется отсоединения вращающегося ротора тормоза от вала лебедки, а за счет включения и выключения тока возбуждения.

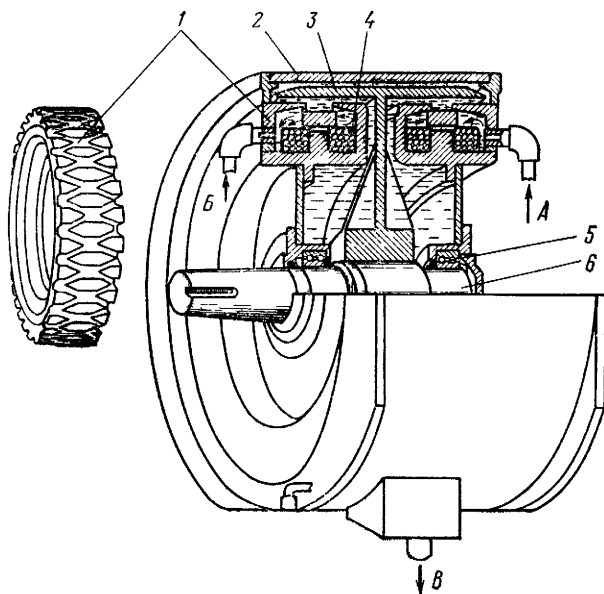


Рис. IV.13. Электродинамический регулирующий тормоз:

1 — магнитный статор; 2 — корпус; 3 — ротор; 4 — обмотка возбуждения; 5 — подшипник; 6 — вал

Попытки применения синхронных генераторов в качестве регулирующих электротормозов успеха не имели, так как ротор генератора обладает большой массой и моментом инерции и без отключения тормоза от вала лебедки на разгон при подъеме незагруженного элеватора затрачивалось много времени.

В качестве электротормозов используют либо динамические тормоза, либо электропорошковые. Эти тормоза имеют ротор с небольшим моментом инерции, не требующий его отключения от вала лебедки при подъеме незагруженного 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.13. Он состоит из легкого Т-образного ротора, вращающегося в двух статорах с полюсами оригинальной конструкции и обмотками возбуждений. 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 и В, возвращается в систему охлаждения через сливной патрубок В.

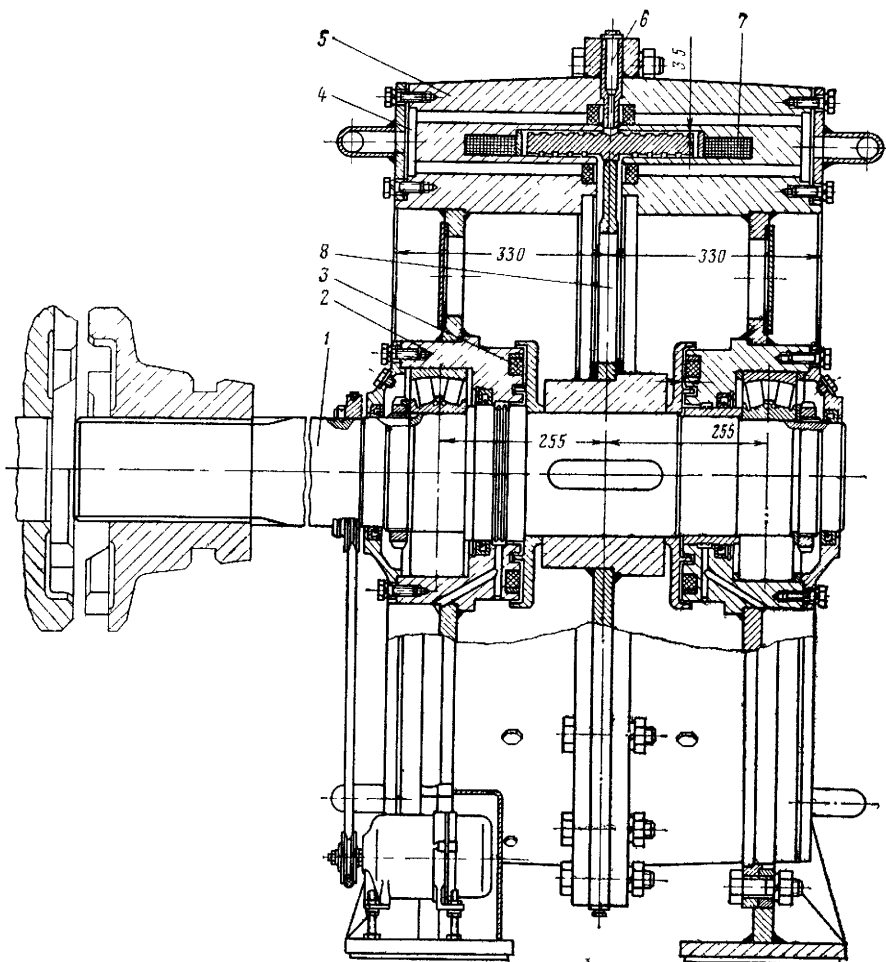


Рис. IV.14. Регулирующий электромагнитный порошок тормоз:  
 1 — вал; 2 — боковая крышка; 3 — магнитные уплотнения; 4 — каналы охлаждения; 5 — электромагнит; 6 — пробка; 7 — обмотки возбуждения; 8 — ротор

*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 оста-

новки. В динамических же тормозах должно быть обязательно некоторое скольжение.

На рис. IV.14 показан электромагнитный порошковый тормоз ТЭП-4500. Он состоит из двух неподвижных кольцевых массивных электромагнитов постоянного тока и стального сварного ротора, имеющего форму шкива, закрепленного шпонками на валу, который смонтирован на подшипниках качения. Недостатками этих тормозов являются износ и пригорание порошка и необходимость его уплотнения специальными магнитными сальниками. Отвод тепла в этих тормозах осуществляется охлаждающей водой, циркулирующей по специальным каналам, что ухудшает теплоотвод и приводит 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 «Армко». Количество порошка должно быть значительно больше объема зазоров 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

$$M_{\tau \max} = \tau_{\max} 2\pi R^2 l, \quad (\text{IV.1})$$

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

В зависимости от величины зазора, 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-4500 достигает 500 об/мин и может развивать постоянный номинальный тормозной момент 45 кН·м.

*Безопасные катушки* устанавливаются на промежуточный вал лебедки. Они предназначены для выполнения следующих работ:

1) перемещения груза с приемных мостков в буровую и внутри буровой на ту или иную высоту;

2) раскрепления и завинчивания бурильных и обсадных труб.

Для работы с помощью катушки, расположенной у поста бурильщика, имеется специальный канат (легость), который состоит из двух частей: стального каната с крюком для захвата груза и пенькового, набегающего на катушку. Легость проходит через вспомогательный блок кронблока и находится внутри буровой. После того как рабочий зацепит крюком груз, бурильщик включает катушку, и груз перемещается.

Бурильные и обсадные трубы при спуске их в скважину свинчивают с помощью этой же катушки специальными ключами и канатами. Замковые соединения в процессе подъема бурильных труб раскрепляют безопасными катушками или пневматическими раскрепителями.

*Фрикционные катушки* в процессе свинчивания бурильных труб и перемещения груза развивают на канате усилие до 30 кН и обеспечивают подъем деталей весом до 10 кН.

Катушка (рис. IV.15) состоит из барабана 1, разделенного на две части: левая предназначена для навивки ходовой части легости при перемещении или подъеме груза; правая служит для навивки каната во время свинчивания труб. Барабан катушки установлен на двух роликоподшипниках; к нему с помощью болтов прикрепляется тормозная шайба 3, имеющая внутри зубчатый венец, находящийся в зацеплении с тремя шестернями-сателлитами 4 водила 2. Водило со второй тормозной шайбой 5 опирается на два роликовых подшипника, закрепленных на ступице приводной шестерни 6, которая, в свою очередь, при помощи шпонки закреплена на катушечном валу лебедки.

На тормозные шайбы барабана и водила надеты стальные ленты 11 и 12, снабженные фрикционными накладками. Один конец ленты 12 грузового тормоза прикрепляется к кронштейну 9, а второй — к коленчатому рычагу 8, на конце которого крепится груз 7, заставляющий ленту быть в натянутом (заторможенном) состоянии. Рабочая лента 11 прикреплена одним концом к тому же кронштейну 9, что и лента 12, а другим — к рукоятке управления 10, выведенной к посту бурильщика. На противоположном ее конце закреплен противовес.

Принцип действия катушки следующий.

1. При положении *a* (рис. IV.15, *a*), когда рукоятка поднята вверх до отказа, обе тормозные ленты расторможены. Рабочий легко может сматывать канат с барабана.

2. При положении *б* фрикционная катушка заторможена, а поднятый груз неподвижен. Рабочая лента в этом положении расторможена, а водило вместе с шестернями-сателлитами вращается свободно.

3. В положении *в* рукоятка опущена вниз до отказа, рабочая лента заторможена, лента грузового тормоза свободна.

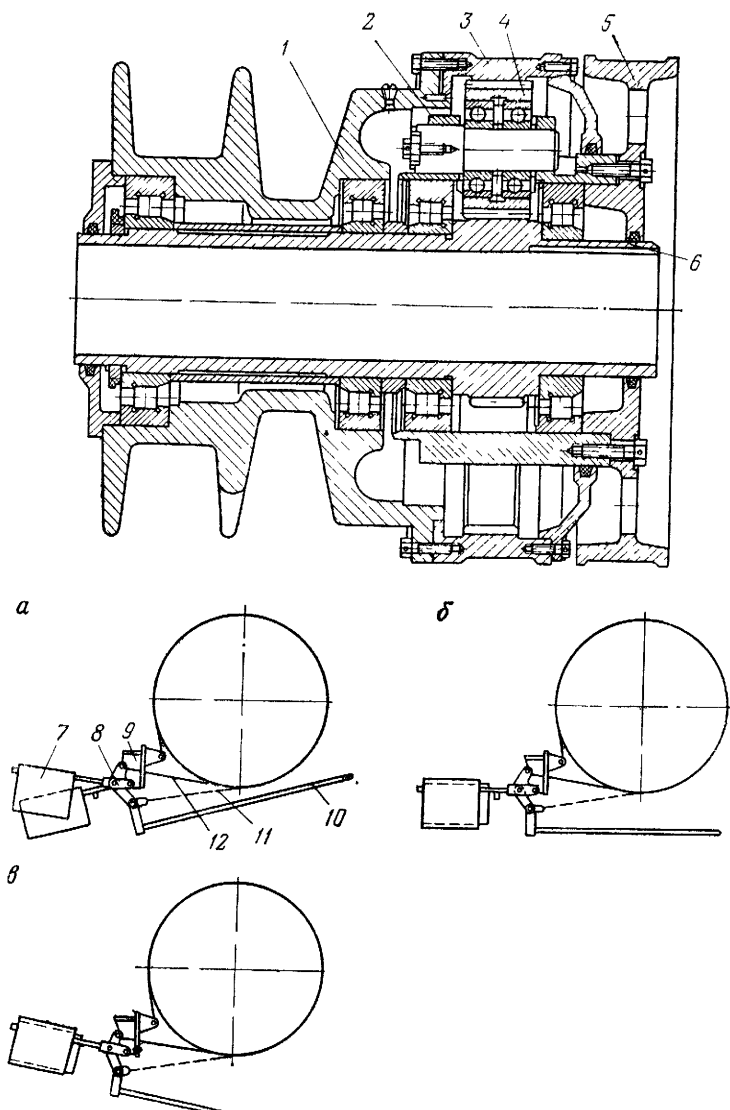


Рис. IV.15. Фрикционная катушка

Тогда приводная шестерня *б*, находящаяся в зацеплении с шестернями-сателлитами заторможенного водила, заставит их вращаться вокруг своих осей; одновременно начнут вращаться тормозная шайба *з* и соединенный с ней барабан *1*, обеспечивая подъем груза или свинчивание труб. Для удобства работы концы легости и рабочего каната для свинчивания труб

должны иметь петли, которые легко надеваются на специальные крючья барабана катушки.

Усилие  $P$  (в  $H$ ) на рычаге катушки, необходимое для подъема груза  $Q$ , определяется по следующей зависимости:

$$P = 0,01Q + 20. \quad (IV.2)$$

Если  $Q = 10$  кН, то  $P = 120$  Н.

В процессе свинчивания замков с моментом  $M$  рабочему необходимо приложить усилие  $P = 0,045M + 20$  кН. При  $M = 5000$  Н·м требуется усилие  $P = 245$  Н.

*Пневмораскрепители* предназначены для раскрепления замковых соединений при подъеме бурильных труб. Они представляют собой цилиндр с двумя крышками, внутри которого перемещается поршень со штоком. К противоположному от поршня концу штока прикрепляется стальной канат, который другим концом присоединяется к машинному буровому ключу. В цилиндр раскрепителя подводится сжатый воздух, перемещающий поршень по цилиндру из одного крайнего положения в другое.

Во время движения поршень увлекает за собой шток и присоединенный к нему канат, перемещая при этом ручку машинного ключа и раскрепляя замковое соединение. В лебедках последних конструкций такие пневмораскрепители встраиваются с задней ее стороны и при помощи ряда блоков выводят канат в желаемом направлении.

### § 3. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТЫ ЛЕБЕДКИ

#### Кинематический расчет лебедки

Сделаем кинематический расчет условной трехвальной буровой лебедки со следующими исходными данными:

нагрузка на крюке  $Q_k = 1,7$  МН; мощность на барабане лебедки  $N_d = 625$  кВт; оснастка талевого системы  $5 \times 6$ ; число струн оснастки  $u = 10$ ; диаметр бочки барабана подъемного вала  $D_6 = 0,65$  м; ширина барабана  $L_6 = 0,84$  м; частота вращения выходного вала привода  $n_{пр} = 335$  об/мин.

*Определение частоты вращения трансмиссионного вала лебедки.* Этот вал, получая движение от привода через звездочку  $z_{ТВ} = 40$ , имеет частоту вращения в пределах возможности регулирования привода:

$$n_{ТВ} = n_{пр} \frac{z_{пр}}{z_{ТВ}}, \quad (IV.3)$$

где  $n_{ТВ}$  — частота вращения трансмиссионного вала лебедки, об/мин;  $z_{пр} = 36$  — число зубьев звездочки на выходном валу привода;  $z_{ТВ} = 40$  — число зубьев звездочки на трансмиссионном валу лебедки.

Тогда

$$n_{\text{ТВ}} = 335 \frac{36^1}{40} \approx 300 \text{ об/мин.} \quad (\text{IV.4})$$

*Определение частоты вращения промежуточного вала.* Промежуточный вал может иметь три частоты вращения, включаемые с пульта бурильщика при помощи кулачковых муфт.

Первая частота получается включением цепной передачи  $22 \times 47$ , вторая — включением передачи  $35 \times 47$ , а третья — включением передачи  $35 \times 27$ :

$$n_{\text{ПВ}}^{\text{I}} = n_{\text{ТВ}} \frac{z_{\text{ТВ}}^{\text{I}}}{z_{\text{ПВ}}^{\text{I}}}. \quad (\text{IV.5})$$

Здесь  $n_{\text{ПВ}}^{\text{I}}$  — частота вращения промежуточного вала на первой скорости, об/мин;  $z_{\text{ПВ}}^{\text{I}} = 47$  — число зубьев звездочки первой скорости промежуточного вала;  $z_{\text{ТВ}}^{\text{I}} = 22$  — то же, на трансмиссионном валу,

тогда

$$n_{\text{ПВ}}^{\text{I}} = 300 \frac{22}{47} \approx 140 \text{ об/мин.}$$

Определяем частоту вращения промежуточного вала на второй и третьей скоростях:

$$n_{\text{ПВ}}^{\text{II}} = n_{\text{ТВ}} \frac{z_{\text{ТВ}}^{\text{II}}}{z_{\text{ПВ}}^{\text{II}}} = 300 \frac{35}{47} \approx 224 \text{ об/мин;} \quad (\text{IV.6})$$

$$n_{\text{ПВ}}^{\text{III}} = n_{\text{ТВ}} \frac{z_{\text{ТВ}}^{\text{III}}}{z_{\text{ПВ}}^{\text{III}}} = 300 \frac{35}{27} \approx 390 \text{ об/мин,} \quad (\text{IV.7})$$

где  $n_{\text{ПВ}}^{\text{II}}$  и  $n_{\text{ПВ}}^{\text{III}}$  — частоты вращения промежуточного вала соответственно на второй и третьей скоростях, об/мин;  $z_{\text{ПВ}}^{\text{II}}$  и  $z_{\text{ПВ}}^{\text{III}}$  — число зубьев звездочки соответственно второй и третьей скорости промежуточного вала;  $z_{\text{ТВ}}^{\text{II}}$  и  $z_{\text{ТВ}}^{\text{III}}$  — число зубьев звездочки соответственно второй и третьей скорости на трансмиссионном валу.

*Определение частоты вращения подъемного вала.* Вал имеет четыре частоты вращения: первую, вторую и третью он получает от промежуточного вала через цепную передачу  $36 \times 72$ , а чет-

вертую, так называемую независимую,— непосредственно от трансмиссионного вала через передачу  $43 \times 33$ :

$$n_6^I = n_{пв}^I \frac{z_{пв}}{z_6}; \quad n_6^{II} = n_{пв}^{II} \frac{z_{пв}}{z_6}; \quad (IV.8)$$

$$n_6^{III} = n_{пв}^{III} \frac{z_{пв}}{z_6}; \quad n_6^{IV} = n_{тв}^{IV} \frac{z_{тв}}{z_{в6}},$$

где  $n_6^I$ ,  $n_6^{II}$ ,  $n_6^{III}$  и  $n_6^{IV}$  — частота вращения подъемного вала на I, II, III и IV передачах;  $z_{пв} = 36$  — число зубьев звездочки промежуточного вала, передающего вращение подъемному валу;  $z_6 = 72$  — число зубьев звездочки на подъемном валу, соединенном со звездочкой промежуточного вала;  $z_{тв} = 43$  — число зубьев звездочки на трансмиссионном валу, передающем вращение подъемному валу;  $z_{в6} = 33$  — число зубьев звездочки высокой (IV) скорости на подъемном валу;

$$z_{пв}/z_6 = 36/72 = 0,5. \quad (IV.9)$$

Тогда

$$n_6^I = 140 \cdot 0,5 = 70 \text{ об/мин};$$

$$n_6^{II} = 224 \cdot 0,5 = 112 \text{ об/мин};$$

$$n_6^{III} = 390 \cdot 0,5 = 195 \text{ об/мин};$$

$$n_6^{IV} = 300 \frac{43}{33} = 390 \text{ об/мин}.$$

*Определение среднего диаметра барабана с учетом длины навиваемого каната.* Расчетный диаметр барабана (в м) определяем по формуле

$$D_p = D_6 + d + (2z - 2) d \alpha, \quad (IV.10)$$

где  $D_6 = 0,65$  м — диаметр барабана;  $d = 28$  мм — диаметр каната;  $z$  — число рядов каната на барабане;  $\alpha = 0,93$  — коэффициент сжатия каната.

Диаметр намотки по первому ряду каната

$$D_{61} = 0,65 + d = 0,65 + 0,028 = 0,678 \text{ м}. \quad (IV.11)$$

Диаметр намотки по второму и третьему рядам

$$D_{62} = D_{61} + 2 d \alpha = 0,678 + 2 \cdot 0,028 \cdot 0,93 = 0,730 \text{ м}, \quad (IV.12)$$

$$D_{63} = D_{61} + 4 d \alpha = 0,678 + 4 \cdot 0,028 \cdot 0,93 = 0,782 \text{ м}.$$

Находим число витков каната в одном ряду:

$$m = \frac{L_6 \beta}{t}, \quad (IV.13)$$

где  $L_6 = 0,84$  — ширина барабана;  $\beta = 0,92 \div 0,95$  — коэффициент неравномерности навивки каната;  $t = 0,030$  м — шаг навивки каната.

Тогда

$$m = \frac{0,84 \cdot 0,95}{0,03} = 26,6.$$

Принимая, что в первом ряду находится 15 нерабочих витков каната ( $m_n = 15$ ), определим длину этого постоянно навитого на барабан каната:

$$l_n = \pi D_{61} m_n = 3,14 \cdot 0,678 \cdot 15 = 32 \text{ м.} \quad (\text{IV.14})$$

Необходимая длина каната  $L$  (в м) для подъема бурильных труб (свечей) длиной по 25 м будет:

$$L = \varepsilon l u + l_n. \quad (\text{IV.15})$$

Здесь  $\varepsilon = 1,05 \div 1,15$  — коэффициент, учитывающий пробег крюка при подъеме;  $l = 25$  м — длина свечи;  $u = 6$  — число рабочих ветвей оснастки,

тогда

$$L = 1,08 \cdot 25 \cdot 6 + 32 = 194 \text{ м.} \quad (\text{IV.16})$$

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

$$l_i = \pi D_{6i} m \quad (\text{IV.17})$$

( $D_{6i}$  — диаметр навивки по данному ряду каната, м).

Тогда для первого ряда

$$l_1 = \pi D_{61} m = 3,14 \cdot 0,678 \cdot 26,6 \approx 57 \text{ м;} \quad (\text{IV.18})$$

для второго ряда

$$l_2 = \pi D_{62} m = 3,14 \cdot 0,730 \cdot 26,6 = 60,5 \text{ м;} \quad (\text{IV.19})$$

на третий ряд навивается каната

$$l_3 = L - (l_1 + l_2) = 194 - (57 + 60,5) = 194 - 117,5 = 76,5 \text{ м.} \quad (\text{IV.20})$$

Число витков в третьем ряду

$$m_3 = \frac{l_3}{\pi D_{63}} = \frac{76,5}{3,14 \cdot 0,782} \approx 31. \quad (\text{IV.21})$$

Из расчета видно, что при ширине барабана 0,84 м в одном слое не может быть более 28 витков каната. В этом случае три витка образуют четвертый ряд.

Расчетный диаметр барабана

$$D_p = \frac{D_{61} + D_{62}}{2} = \frac{0,678 + 0,782}{2} = 0,73 \text{ м.} \quad (\text{IV.22})$$

Принимаем  $D_p = 0,73$  м, т. е. диаметр барабана с двумя рядами навивки.

*Определение диаметра тормозных шкивов барабана.* Диаметр тормозных шкивов зависит от диаметра последнего ряда навивки каната на барабан и определяется следующим соотношением:

$$D_{ш} = (1,8 \div 2,5) D_6. \quad (IV.23)$$

*Определение скорости подъема крюка.* Зная частоту вращения подъемного вала и расчетный диаметр барабана, вычислим скорость подъема крюка (в м/с):

$$v_{ки} = \frac{\pi D_p n_{6i}}{60 u}, \quad (IV.24)$$

где  $u = 6$  — число рабочих ветвей при оснастке  $3 \times 4$ ; 60 — число для перевода оборотов вала в минуту в обороте вала в секунду.

$$v_{к1} = \frac{\pi D_p n_6^I}{60 u} = \frac{3,14 \cdot 0,73 \cdot 70}{60 \cdot 6} = 0,45;$$

$$v_{к2} = \frac{\pi D_p n_6^{II}}{60 u} = 0,0064 \cdot 112 = 0,71;$$

$$v_{к3} = \frac{\pi D_p n_6^{III}}{60 u} = 0,0064 \cdot 195 = 1,24; \quad (IV.25)$$

$$v_{к4} = \frac{\pi D_p n_6^{IV}}{60 u} = 0,0064 \cdot 4312 = 1,99.$$

Здесь

$$\frac{\pi \cdot 0,73}{60 \cdot 6} = 0,0064.$$

Скорость навивки каната на барабан в нашем случае будет в 6 раз выше и составит соответственно 2,7; 4,26; 7,44; 11,94 м/с.

*Определение мощности привода лебедки.* Находим натяжение  $P_v$  набегающего на барабан конца талевого каната:

$$P_v = \frac{Q_k + Q_{тс}}{u}; \quad (IV.26)$$

$$\eta_{тс} = \frac{\beta^u - 1}{u \beta^u (\beta - 1)}, \quad (IV.27)$$

где  $Q_{тс} = 0,08$  МН — сила тяжести подвижной части талевой системы;  $\eta_{тс}$  — к. п. д. талевой системы;  $\beta$  — коэффициент сопротивления вращающего блока,

$$\beta = 1/\eta_{ш} = 1/0,97 = 1,031; \quad (IV.28)$$

$\eta_{ш} = 0,97$  — к. п. д. одного шкива.  
Тогда

$$\eta_{тс} = \frac{1,031^6 - 1}{6 \cdot 1,031^6 (1,031 - 1)} \approx 0,9,$$

$$P_{в} = \frac{1,7 + 0,08}{6 \cdot 0,9} = 0,33 \text{ МН.}$$

Для таких нагрузок принимаем талевый канат диаметром 28 мм.

Нагрузку на крюке  $Q_{ki}$  на каждой скорости лебедки вычисляем по формуле

$$N_{л} = \frac{Q_{ki} v_{ki}}{\eta_{тс}}, \quad (IV.29)$$

откуда

$$Q_{ki} = \frac{N_{л} \eta_{тс} \cdot 10^{-3}}{v_{ki}}, \quad (IV.30)$$

где  $N_{л} = 625$  кВт — мощность на подъемном валу.  
Мощность на крюке

$$N_{к} = N_{л} \eta_{тс} = N_{к} = 625 \cdot 0,9 = 562 \text{ кВт.}$$

Подставляя вместо  $v_{ki}$  значения  $v_{к1}$ ,  $v_{к2}$ ,  $v_{к3}$ , и  $v_{к4}$ , определим нагрузку на крюке, преодолеваемую лебедкой на каждой скорости:

$$Q_{к1} = \frac{562 \cdot 10^{-3}}{0,45} = 1248 \cdot 10^{-3} \approx 1,25 \text{ МН;}$$

$$Q_{к2} = \frac{562 \cdot 10^{-3}}{0,71} = 790 \cdot 10^{-3} \approx 0,79 \text{ МН;} \quad (IV.31)$$

$$Q_{к3} = \frac{562 \cdot 10^{-3}}{1,24} = 450 \cdot 10^{-3} \approx 0,45 \text{ МН;}$$

$$Q_{к4} = \frac{562 \cdot 10^{-3}}{1,99} = 280 \cdot 10^{-3} \approx 0,28 \text{ МН.}$$

Вычисляем необходимую мощность привода лебедки для подъема колонны:

$$N_{д} = N_{л} / \eta_{у} = 625 : 0,75 = 830 \text{ кВт,} \quad (IV.32)$$

где  $\eta_{у} = 0,75 \div 0,78$  — к. п. д. трансмиссий.

Следовательно, для обеспечения подъема колонны максимальной силы тяжести при полученных скоростях мощность на приводном валу лебедки должна быть не менее 830 кВт.

*Определение числа и длины свечей.* Чтобы найти число и длину свечей, которые могут быть подняты на той или иной скорости, необходимо знать вес утяжеленного низа и вес 1 м трубы данного диаметра. Если вес утяжеленного низа  $Q_{УБТ}$ , а вес бурильной трубы  $q$ , то число свечей, которое можно поднимать на той или иной скорости, вычисляется по формуле

$$S_i = \frac{(Q_k - Q_{УБТ}) 10^3}{ql}, \quad (IV.33)$$

( $l=25$  м — длина свечи, м).

Если принять вес утяжеленного низа 0,20 МН, вес 1 м бурильной трубы 300 Н, то число свечей диаметром 114 мм, которое можно поднять на первой скорости:

$$S_1 = \frac{(1,7 - 0,2) 10^6}{300 \cdot 25} = 200, \quad (IV.34)$$

т. е. на первой скорости может быть поднято 200 свечей.

С помощью рассмотренной формулы решим ряд задач, которые повседневно встречаются в работе техников и механиков контор бурения.

**Задача 1.** При глубине скважины 4000 м вышел из строя один электродвигатель на установке БУ-4000. Требуется определить, на какой скорости можно начать подъем колонны и сколько свечей можно будет поднимать на каждой из скоростей лебедки?

Исходные данные для расчета: мощность одного двигателя 320 кВт; оснастка талевой системы 5×6; диаметр бурильных труб 114 мм; длина утяжеленных труб 50 м, вес 0,12 МН.

Скорость подъема крюка, м/с: I — 0,176; II — 0,40; III — 0,68; IV — 1,05; V — 1,49.

1. Определяем вес поднимаемой колонны:

$$Q_k = \frac{Lq}{10^3} + Q_{тс} + Q_{УБТ}, \text{ МН}, \quad (IV.35)$$

где  $L=3950$  м — длина бурильных труб;  $q=300$  Н — вес 1 м бурильных труб;  $Q_{тс}=0,08$  МН — вес подвижной части талевой системы;  $Q_{УБТ}=0,12$  МН — вес 50 м УБТ,

$$Q_k = \frac{3950 \cdot 300}{10^3} + 0,08 + 0,12 \approx 1,385 \text{ МН}.$$

2. Определяем скорость начала подъема труб одним двигателем:

$$v_k = \frac{N_d \eta_y}{Q_k 10^3}, \quad (IV.36)$$

где  $v_k$  — скорость подъема крюка, м/с;  $\eta_y$  — к. п. д. трансмиссии (принимаем  $\eta_y=0,78$ );  $N_d=320$  кВт — мощность двигателя.

Тогда

$$v_k = \frac{320 \cdot 0,78}{1,385 \cdot 10^3} = 0,180 \text{ м/с.}$$

Полученный результат соответствует первой скорости установки при оснастке  $5 \times 6$  (0,176). Следовательно, подъем колонны надо начинать на первой скорости

Далее вычислим, какой максимальный вес колонны можно поднимать на второй, третьей, четвертой и пятой скоростях:

$$\begin{aligned} Q_{к2} &= \frac{N_d \eta_y}{v_{к2} 10^3} = \frac{250}{0,4 \cdot 10^3} = 0,62 \text{ МН;} \\ Q_{к3} &= \frac{N_d \eta_y}{v_{к3} 10^3} = \frac{250}{0,68 \cdot 10^3} = 0,37 \text{ МН;} \\ Q_{к4} &= \frac{N_d \eta_y}{v_{к4} 10^3} = \frac{250}{1,05 \cdot 10^3} = 0,24 \text{ МН;} \\ Q_{к5} &= \frac{N_d \eta_y}{v_{к5} 10^3} = \frac{250}{1,49 \cdot 10^3} = 0,17 \text{ МН.} \end{aligned} \quad (IV.37)$$

Максимальное число свечей, которое можно поднять из скважины на каждой скорости, будет следующим.

1. На пятой скорости при допустимой нагрузке 0,17 МН можно поднимать ненагруженный элеватор и 30—40 м УБТ, вес которых вместе с подвижной частью талевого системы составляет около 0,16 МН.

2. Число свечей, которое можно поднимать на четвертой скорости, определим по формуле

$$\begin{aligned} S_4 &= \frac{(Q_{к4} - Q_{к5} - 0,2 Q_{УБТ}) 10^3}{q_c} = \frac{(0,24 - 0,17 - 0,024) 10^3}{7,5} \\ &= \frac{46}{7,5} \approx 6. \end{aligned} \quad (IV.38)$$

( $Q'_{УБТ} = 0,024$  МН — вес УБТ, поднимаемых на четвертой скорости).

$S_4 = 6$  свечей и 10 м УБТ

Здесь  $q_c = 7,5$  кН вес свечи длиной 25 м.

3 Определим число свечей, которое следует поднимать на третьей скорости

$$S_3 = \frac{(Q_{к3} - Q_{к4}) 10^3}{q_c} = \frac{(0,37 - 0,24) 10^3}{7,5} = 17 \text{ свечей.} \quad (IV.39)$$

4 На второй скорости по аналогии будет поднято

$$S_2 = \frac{(Q_{к2} - Q_{к3}) 10^3}{q_c} = \frac{(0,62 - 0,37) 10^3}{7,5} = 33 \text{ свечи.} \quad (IV.40)$$

Следовательно, на второй, третьей, четвертой и пятой скоростях будет поднято 56 свечей 50 м УБТ. Остальные трубы — 102 свечи (158—56) — следует поднимать на первой скорости. При работе двух двигателей число свечей, поднимаемых на первой скорости, будет в 2 раза меньше.

**Задача 2.** По кинематической схеме буровой установки БУ-4000 определить третью скорость подъема крюка при оснастке талевой системы 5×6 и число свечей, которое может быть поднято на этой скорости.

Исходные данные: мощность на подъемном валу лебедки 600 кВт; частота вращения вала двигателя 715 об/мин; диаметр барабана лебедки 0,835 м; диаметр талевого каната 35 мм; вес подвижной части талевой системы и утяжеленных бурильных труб 0,24 МН.

Определяем передаточное отношение от электродвигателя до подъемного вала для III скорости:

$$u_{уз} = u_p u_{py} = 1,53 \cdot 0,099 = 0,151.$$

Здесь  $u_p = 1,53$  — передаточное отношение редуктора силового агрегата;  $u_{py} = 0,099$  — передаточное отношение редуктора реверсивного устройства.

Частота вращения подъемного вала на третьей скорости

$$n_{бз} = 715 \cdot 0,151 = 109 \text{ об/мин.}$$

Скорость подъема крюка на третьей скорости

$$v_{кз} = \frac{\pi D_p n_{бз}}{60 u},$$

где  $D_p$  — средний диаметр барабана, принимаем  $D_p = 0,95$  м при двух рядах навивка каната;  $u = 10$  — передаточное отношение талевой системы.

Тогда

$$v_{кз} = \frac{3,14 \cdot 0,95 \cdot 109}{60 \cdot 10} = 0,54 \text{ м/с.}$$

Определяем максимальный вес труб, поднимаемых из скважины на третьей скорости:

$$Q_{кз} = \frac{N_d \eta_y}{v_{кз} 10^3} = \frac{600 \cdot 0,75}{0,54 \cdot 1000} = 0,833 \text{ МН,}$$

( $\eta_y = 0,75$  — к п. д. установки).

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

$$S_3 = \frac{(0,833 - 0,24) 10^6}{300 \cdot 25} = 79,$$

где 0,24 — вес УБТ, МН; 300 — вес 1 м труб, Н; 25 — длина свечи, м.

Следовательно, на третьей скорости можно поднимать последние 79 свечей и УБТ, находящиеся над долотом.

## Расчет ленточного тормоза

Исходные данные: максимальная нагрузка на крюке 1,7 МН; расчетный диаметр барабана 0,835 м; оснастка талевой системы 5×6; диаметр тормозного шкива 1,46 м; ширина тормозной ленты 0,25 м.

Натяжение набегающего на барабан ведущей ветви каната при торможении (в МН)

$$P_B = \frac{Q_k + Q_{тс}}{u \eta_{тс}}, \quad (IV.41)$$

где  $Q_k = 1,7$  МН — нагрузка на крюке;  $Q_{тс} = 0,08$  МН — вес подвижной части талевой системы;  $u = 12$  — передаточное отношение талевой системы;  $\eta_{тс} = 0,825$  — к. п. д. талевой системы.

$$P_{в} = \frac{1,7 + 0,08}{12 \cdot 0,825} = 0,18 \text{ МН.}$$

Момент на барабане при этом

$$M_{б} = P_{в} \frac{D_p}{2}$$

( $D_p = 0,95$  м — расчетный диаметр барабана с навитым канатом).

$$M_{б} = 0,18 \frac{0,95}{2} = 85 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Натяжение набегающих концов лент (в Н)

$$T = k F_T \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \quad (\text{IV.42})$$

где  $k = 1,2$  — коэффициент запаса;  $F_T$  — окружное тормозное усилие (в Н),

$$F_T = \frac{M_{б2}}{D_T}; \quad (\text{IV.43})$$

$\mu$  — коэффициент трения колодок;  $\alpha$  — угол обхвата тормозного шкива лентой, рад;

$$\alpha = 270 : 360 \cdot 2 = 4,71;$$

$D_T$  — диаметр тормозного шкива ( $D_T = 1,46$  м).

$$T = 1,2 \frac{85 \cdot 2}{1,46} \frac{e^{0,35 \cdot 4,71}}{e^{0,35 \cdot 4,71} - 1} = 140 \frac{5,2}{5,2 - 1} = 170 \text{ кН} = 0,17 \text{ МН.}$$

Натяжение сбегающих концов лент

$$t = \frac{T}{e^{\mu\alpha}} = \frac{170}{5,2} = 32,7 \text{ кН.} \quad (\text{IV.44})$$

Максимальное давление колодок на тормозной шкив (в Па)

$$p_{\max} = \frac{T}{2BD_T/2}. \quad (\text{IV.45})$$

Здесь  $B$  — ширина тормозной ленты, м;  $D_T$  — диаметр тормозного шкива, м.

$$p_{\max} = \frac{170 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,25 \cdot 0,73} = 470 \text{ кПа.}$$

Минимальное давление колодок на тормозной шкив

$$p_{\min} = \frac{t}{2BD_r/2} = \frac{32,7}{2 \cdot 0,25 \cdot 0,73} = 90 \text{ кПа.}$$

Тогда среднее удельное давление колодок на шкив

$$p_{\text{ср}} = \frac{p_{\max} + p_{\min}}{2} = \frac{470 + 90}{2} = 280 \text{ кПа.} \quad (\text{IV.46})$$

Момент на коленчатом валу тормоза

$$M_k = tr \quad (\text{IV.47})$$

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

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

Необходимое для торможения усилие на тормозной рукоятке

$$P = \frac{M_k - q_p L}{l \eta} \quad (\text{IV.48})$$

Здесь  $q_p=500$  Н — вес тормозной рукоятки;  $L \approx 0,35$  м — расстояние от центра тяжести тормозной рукоятки до оси вала (рис. IV.16);  $l=R \cos \alpha$ ,  $R$  — длина рукоятки тормоза;  $\eta=0,8$  — к. п. д., учитывающий трение в опорах, амортизаторе и др.

При  $\alpha=30^\circ$  и  $l=1,4$  м

$$P = \frac{0,98 - 0,5 \cdot 0,35}{1,4 \cdot 0,8} = 0,72 \text{ кН;}$$

при  $\alpha=60^\circ$  и  $l=1,2$  м

$$P = \frac{0,98 - 0,5 \cdot 0,35}{1,2 \cdot 0,8} = 0,83 \text{ кН.}$$

Для уменьшения усилия, которое должен приложить рабочий к рукоятке, к тормозному валу лебедки присоединяется пневматический цилиндр.

*Проверочный расчет тормозной ленты.* Тормозные ленты изготавливаются из стали 50.

Напряжение растяжения в сечении ленты определяем по формуле

$$\sigma_l = \frac{T}{2S} = \frac{0,17 \cdot 10^4}{2 \cdot 10} = 85 \text{ МПа.}$$

Площадь сечения ленты (в  $\text{м}^2$ )

$$S = \delta b - z \delta d,$$

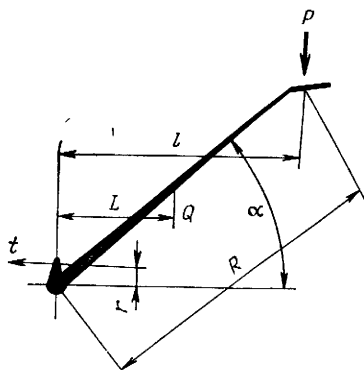


Рис. IV.16. Схема распределения усилий на тормозной рукоятке

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  $\sigma_{\max} = 2\sigma_{\text{л}} = 170$  МПа, что для стали 50 вполне допустимо.

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

$$\sigma_3 = \frac{T_1}{2n\delta d_3} = \frac{0,085}{2 \cdot 12 \cdot 0,006 \cdot 0,014} = 42 \text{ МПа};$$

$\sigma_3 = 42$  МПа, что значительно ниже допустимого.

Здесь  $T_1$  — натяжение набегающего конца одной ленты,

$$T_1 = T/2 = 0,17 : 2 = 0,085 \text{ МН},$$

$n = 12$  — число заклепок;  $d_3 = 0,014$  м — диаметр заклепок.

### Цепные передачи

В буровых лебедках в качестве привода ее валов и ротора широко применяются втулочно-роликовые цепи различного шага от 25 до 50 мм с числом рядов до 6.

Цепи стандартизированы и выбираются по окружному усилию  $P$  (в Н), передаваемому цепью:

$$P = N/v_{\text{ц}}, \quad (\text{IV.49})$$

где  $N$  — расчетная мощность, кВт;  $v_{\text{ц}}$  — окружная скорость, м/с.

Цепи выбирают также по разрушающей нагрузке  $Q$ , которая при данном запасе прочности  $k$  составляет

$$Q = kP. \quad (\text{IV.50})$$

Запас прочности тем больше, чем меньше шаг цепи и чем больше скорость ее движения.

### Тепловой расчет регулирующего тормоза

Тепловой расчет бурового регулирующего тормоза сводится к определению поверхностей теплоотдачи и количества воды, необходимого 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 тепла, выделившегося в конце спуска колонны, в кДж:

$$Q_B = N_T t_{\text{сп}} z, \quad (\text{IV.51})$$

где  $N_T$  — мощность, поглощаемая регулирующим тормозом, кВт;  $t_{\text{сп}}$  — 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:

$$n_{\text{р. ср}} = \frac{l u 60}{t_{\text{сп}} D_{\text{б ср}} \pi}. \quad (\text{IV.52})$$

Здесь  $l$  — длина свечи, м;  $D_{\text{б ср}}$  — средний диаметр намотки каната на барабан, м;  $u$  — число ветвей каната в талевой оснастке.

Количество тепла, отводимого поверхностью тормоза в течение 1 ч, в кДж:

$$Q_0 = k_{\text{рт}} \Pi_4 (t_1 - t_2), \quad (\text{IV.53})$$

где  $k_{\text{рт}}$  — коэффициент теплопередачи от поверхности тормоза воздуха; принимается  $k_{\text{рт}} = 40-60$  кДж/(м<sup>2</sup> · ч · °С);  $\Pi_4$  — поверхность регулирующего тормоза и холодильника, м<sup>2</sup>;  $t_1$  — температура поверхности тормоза, °С (принимается не выше 80°С);  $t_2 \leq 35^\circ\text{С}$  — температура окружающего воздуха.

Количество воды (в л/мин), подводимой к тормозу для отвода тепла:

$$q = \frac{Q_B - Q_0}{(t_3 - t_4) 60} \quad (\text{IV.54})$$

( $t_3$  и  $t_4$  — температуры отводимой и подводимой воды, °С).

Т а б л и ц а 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	520	260	172	130	103	87
1000	0,56	1040	520	345	260	207	175
1500	0,84	1560	780	517	390	310	262
2000	1,12	2080	1040	690	520	415	350
2500	1,40	2600	1300	862	650	517	437
3000	1,68	3120	1560	1035	780	620	525
3500	1,96	3640	1820	1207	910	725	612
4000	2,24	4160	2080	1380	1040	830	700
4500	2,52	4680	2340	1552	1170	932	787
5000	2,80	5200	2600	1725	1300	1035	875

В табл. IV.2 приведены данные о количестве воды, необходимой для охлаждения при скорости спуска 1,8 м/с.

Если на буровой нет проточной воды, то следует предусмотреть соответствующие устройства для ее охлаждения.

#### § 4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ БУРОВЫХ ЛЕБЕДОК

Хотя буровые лебедки и рассчитаны на длительную работу в тяжелых условиях, нормальная безаварийная и безопасная эксплуатация их возможна только при условии регулярного и тщательного ухода. Одним из условий безопасной работы является 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 на цепных передачах недопустима.

Перед пуском лебедки необходимо проверить следующее.

1. 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.

2. Регулировку ленточного тормоза. Следует добиться равномерного прилегания лент к тормозным шкивам 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.

3. Состояние подшипников. Подшипники должны быть промыты и заполнены свежей соответствующей смазкой.

4. Зазоры между шинно-пневматическими муфтами и шкивами. При отсутствии воздуха зазор между фрикционными колесиками муфт и шкивами должен быть не менее 2—3 мм и равномерным по всей окружности.

5. Герметичность системы воздухопровода и пусковых устройств. Пропуски воздуха необходимо устранить.

6. Работоспособность и надежность противозатаскивателя талевого блока.

7. Установку гидродинамического тормоза и механизм его включения и отключения.

8. Закрепление талевого каната на барабане лебедки и его неподвижного конца.

9. Наличие на лебедке предохранительных кожухов и качество их крепления.

10. Работу лебедки и ее отдельных узлов без нагрузки.

После пуска лебедки в эксплуатацию при приеме и сдаче вахт необходимо производить ее внешний осмотр, а также опробование отдельных узлов. Обнаруженные неисправности немед-

ленно должны устраняться, а в вахтовом журнале следует делать соответствующую запись.

При эксплуатации лебедки необходимо выполнение следующих требований:

проверять состояние шкивов тормозных и шинно-пневматических муфт;

следить за состоянием тормозных колодок; запрещается работа с изношенными больше допустимого размера колодками;

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 в соответствии с инструкцией осуществлять их смазку;

следить за подшипниками; все подшипники должны работать бесшумно и плавно; температура нагрева их не должна превышать  $80^{\circ}\text{C}$ ;

наблюдать за работой ленточного тормоза и по мере необходимости регулировать его;

регулярно осматривать и проверять натяжение и провисание цепей;

проверять исправность фрикционной катушки и периодически регулировать ее;

проверять пневматическую систему управления лебедки и устранять обнаруженные недостатки;

каждой вахте следить за исправностью противозатаскивателя.

*Уход за гидродинамическими тормозами.* 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 деталей тормоза и преждевременному выходу его 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 производить их смазку.

Для смазки узлов и отдельных деталей лебедок рекомендуются смазочные материалы, приведенные в табл. IV.3.

Правильная эксплуатация лебедки и выполнения всех требований инструкции повышают долговечность лебедки и обеспечивают высокую ее производительность. В процессе работы нагружать лебедку следует в соответствии с ее характеристикой для всех скоростей. Эксплуатация лебедки разрешается не свыше ее максимально допустимой нагрузки. При ликвидации аварий в скважинах нередко приходится применять нагрузки, достигающие максимальных. Обсадные трубы большего диаметра на глубины свыше 2000 м спускают также при высоких нагрузках.

Т а б л и ц а IV.3

## Карта смазки лебедок

Место смазки	Сорт смазки	Указание по смазке
Шариковые и роликовые подшипники	Смазка универсальная среднеплавкая УС-1 или УС-2 (ГОСТ 1033—79)	Ручным насосом через пружинные масленки один раз в неделю
Цепные передачи закрытые	Масло промышленное 50	Постоянно следить за уровнем и доливать
Цепные передачи открытые	Масло промышленное Л с добавкой 30 % автота	Капельная смазка только во время работы цепей
Редукторы	Масло промышленное 50	Постоянно следить за уровнем и доливать
Уплотнения вертлюжков	Смазка универсальная УС-2 или УС-3 (ГОСТ 1033-79)	Ручным насосом один раз в вахту
Шарниры карданных валов	То же	То же
Фрикционные катушки	Масло промышленное 50, смазка универсальная УС-2 или УС-3 для подшипников	Добавлять один раз в месяц
Шарниры и блоки	Любая густая	Один раз в неделю
Поршни и штоки воздушного цилиндра тормоза и пневмораскрепителя	Смазка универсальная среднеплавкая УС-2 или УС-3	Ручным насосом один раз в неделю
Подшипники скольжения коленчатого вала тормоза	То же	То же

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 производить на пониженных оборотах двигателей. Мероприятия по уходу за лебедкой должны проводиться с учетом местных природных условий, особенностей климата и времени года.

## § 5. КОНСТРУКЦИИ ЛЕБЕДОК

### Лебедка ЛБ-750

Эти лебедки выпускает завод «Баррикады» для буровых установок БУ-2500.

Одновальная лебедка (рис. IV.17) состоит из следующих основных узлов: пульта управления 1, фрикционная муфта 2 тор-

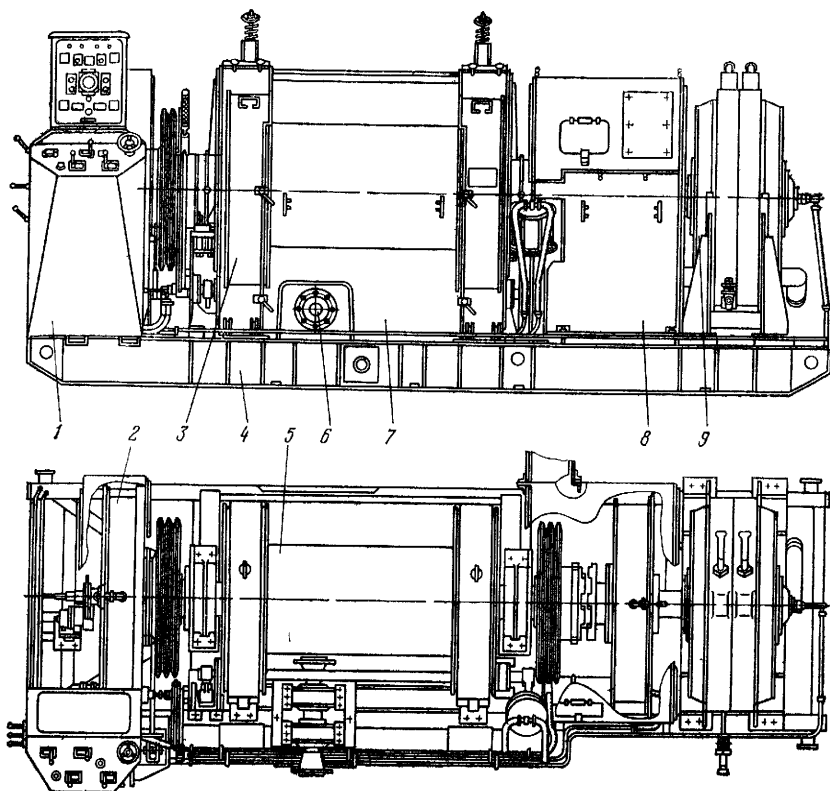


Рис. IV.17. Лебедка ЛБ-750

моза с рычагом 3, подъемного вала 5, промежуточного вала для привода ротора 6, кожухов 7 и 8, электромагнитного тормоза 9, установленных на общей металлической раме 4.

Техническая характеристика лебедки ЛБ-750 приведена в табл. IV.4.

### Лебедка У2-2-11

Двухвальная лебедка У2-2-11 (рис. VI.18) выпускается Уралмашзаводом для установок БУ-3000. Она состоит из жесткой стальной рамы 1, на которой на стойках 4 монтируются трансмиссионный и подъемный валы 6 и 5, двухроторный гидродинамический тормоз 7, промежуточный вал 12, предназначенный для передачи вращения на ротор.

Трансмиссионный вал получает вращение от двухскоростной КПП силового агрегата и при помощи цепного колеса 8 ( $z=41$ )

Т а б л и ц а IV.4

Параметры	ЛБ-750	У2-2-11	У2-5-5	ЛБУ-1100
Мощность на барабане, кВт	550	630	820	740
Натяжение подвижного конца талевого каната, МН	0,2	0,200	0,245	0,260
Диаметр талевого каната, мм	28	28	32	32
Число скоростей, передаваемых на подъемный вал	4	6	5	6
Число скоростей, передаваемых на ротор:				
прямых	—	3	4	3
обратных	—	1	4	1
Размеры барабана, м:				
диаметр	0,7	0,65	0,80	0,75
длина	1,2	0,84	1,00	1,35
Основной тормоз		Двухленточный		
Диаметр тормозных шкивов, м	1,18	1,18	1,45	1,45
Ширина рабочей поверхности шкивов, м	0,25	0,25	0,25	0,25
Вспомогательный тормоз	Электромагнитный ТЭП-450	Гидродинамический двухроторный диаметром 1000		Электромагнитный ТЭП-4500
Габаритные размеры, м:				
длина	4,62	5,97	6,34	7,09
ширина	2,04	3,21	2,10	2,51
высота	1,98	2,27	2,76	2,43
Масса, кг	12 795	21 500	26 250	19 355

передает вращение подъемному валу с помощью трех цепных передач 3, 9 и 10.

Таким образом, включая первую, а затем вторую передачу в КПП, на подъемном валу получим шесть скоростей с частотой вращения от 77 до 490 об/мин, переключая передачи шинно-пневматическими муфтами 2 и 11. При таких частотах вращения подъемного вала скорость навивки каната на барабан составит 3,22—20,1 м/с, а скорость подъема крюка при оснастке 5×6—0,32—2,0 м/с.

Техническая характеристика лебедки приведена в табл. IV.4.

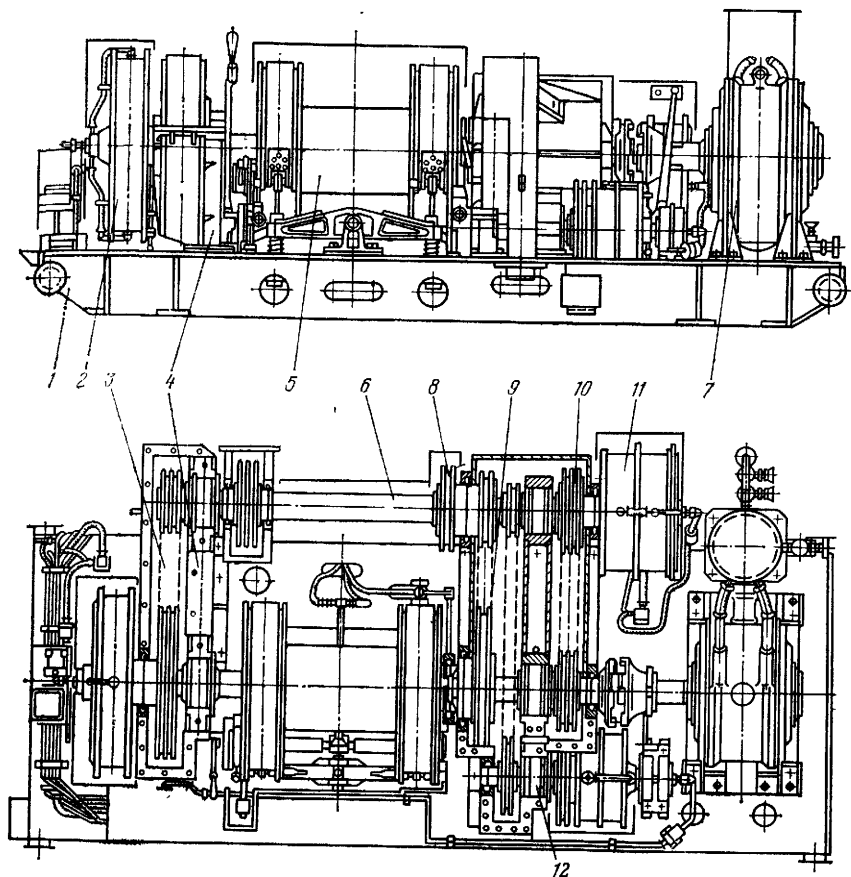


Рис. IV.18. Лебедка У2-2-11

### Лебедка У2-5-5

Лебедка двухвальная с приводом от зубчатого редуктора применяется на буровых установках БУ-4000 и БУ-5000. Она выпускается Уралмашзаводом. Техническая характеристика ее приведена в табл. IV.4.

### Лебедка ЛБУ-1100

Лебедка ЛБУ-1100 предназначена для бурения скважин глубиной до 5000 м. Она состоит из двух отдельных агрегатов — подъемного и трансмиссионного, которые соединены между собой специальными стяжками, установленными на рамах обоих агрегатов. Скорости лебедки включаются с помощью сжатого

воздуха с пульта управления бурильщика. Мощность на подъемный вал лебедки передается многорядными втулочно-роликовыми цепями.

Конструкция лебедки ЛБУ-1100 имеет ряд преимуществ: двухагрегатное исполнение с центрированием стяжками создает удобство транспортировки, облегчает и ускоряет монтаж; кинематика лебедки дает возможность при спуско-подъемных операциях без переключения скоростей в коробке поднимать ненагруженный элеватор на высшей, а всю бурильную колонну на первой скорости, пользуясь только включением и отключением оперативных шинно-пневматических муфт;

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

Техническая характеристика лебедки ЛБУ-1100 приведена в табл. IV.4.

### Лебедка ЛБУ-1400

Лебедка ЛБУ-1400 (рис. IV.19) выпускается Уралмашзаводом для буровых установок БУ-6500. Она имеет два отдельных агрегата — подъемный 4 и коробку перемены передач (КПП) 2, которые соединяются между собой стяжками, установленными на раме 1.

Подъемный агрегат состоит из подъемного вала, трансмиссии ротора, ленточного и вспомогательного гидродинамического тормозов 3, пульта управления и предохранительных щитов, смонтированных на общей сварной раме.

Агрегат КПП состоит из цепной коробки передач, промежуточного вала и регулятора подачи долота 5, смонтированных на сварной раме. КПП имеет три прямых и одну обратную скорости. Включение скоростей и реверса ручное механическое.

Кинематическая схема привода лебедки показана на рис. IV.20.

Коробка перемены передач получает мощность от силового привода установки на ведущий вал с помощью четырехрядной цепной передачи цепного колеса. На этом валу на шпонках закреплены два цепных колеса  $z=27$ , передающих две низких скорости ведомому валу коробки через цепные колеса  $z=52$  и  $z=34$ , посаженные на вал на подшипниках качения и включаемые с помощью двусторонней муфты.

Третье цепное колесо  $z=34$  закреплено на ведущем валу на подшипниках и передает вращение на ведомый вал через цепное колесо  $z=27$ , установленное на валу на шпонке. Таким образом, ведомый вал получает от ведущего три скорости. При помощи двух цепных передач  $21 \times 81$  и  $39 \times 41$  число скоростей подъемного вала увеличивается до шести. Включение барабана

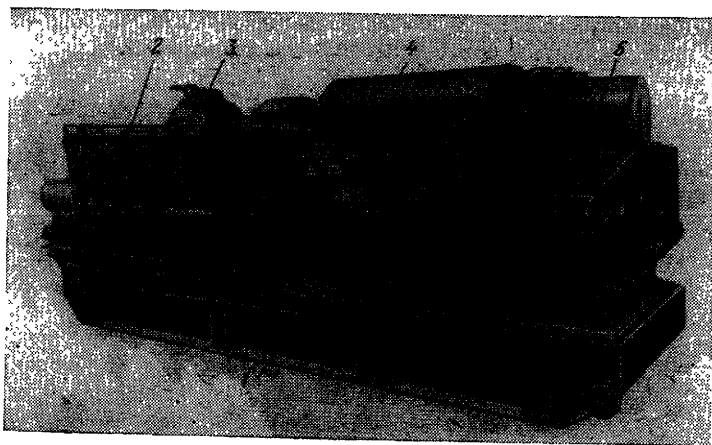


Рис. IV.19. Лебедка ЛБУ-1400

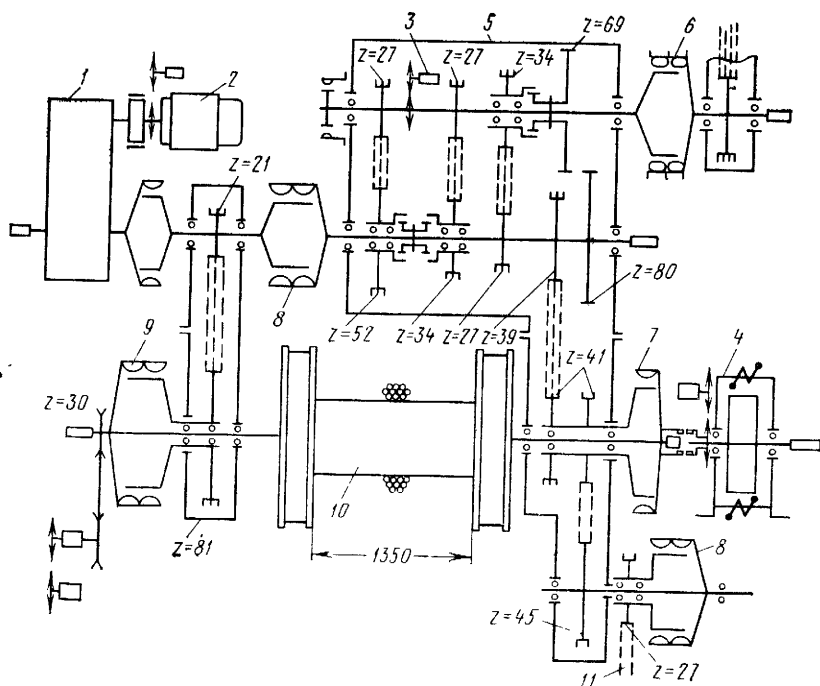


Рис. IV.20. Кинематическая схема привода лебедки ЛБУ-1400:  
 1 — редуктор; 2 — электродвигатель; 3 — масляный насос; 4 — электромагнитный тормоз;  
 5 — коробка перемены передач; 6, 7, 8 и 9 — шинно-пневматические муфты; 10 — бара-  
 банный вал; 11 — трансмиссия привода ротора

от цепных колес  $z=81$  и  $z=41$  осуществляется с помощью дисковых пневматических муфт 7 и 9. Эти муфты могут быть выполнены и шинно-пневматическими.

Передача вращения на ротор 11 от КПП производится включением цепных передач  $39 \times 41$  и  $41 \times 45$ . Включение ротора осуществляется шинно-пневматической муфтой 2ШПМ-500 8.

Если принять частоту вращения ведущего вала КПП равной 250 об/мин, то для определения частоты вращения подъемного вала лебедки надо произвести следующие вычисления:

$$n_{61} = \frac{250 \cdot 27 \cdot 21}{52 \cdot 81} = 33; \quad n_{64} = \frac{250 \cdot 27 \cdot 39}{52 \cdot 41} = 123;$$

$$n_{62} = \frac{250 \cdot 27 \cdot 21}{34 \cdot 81} = 51; \quad n_{65} = \frac{250 \cdot 27 \cdot 39}{34 \cdot 41} = 188;$$

$$n_{63} = \frac{250 \cdot 34 \cdot 21}{27 \cdot 81} = 82; \quad n_{66} = \frac{250 \cdot 34 \cdot 39}{27 \cdot 41} = 299.$$

Из приведенных вычислений видно, что шестая скорость лебедки почти в 10 раз выше первой. Такое высокое соотношение является положительным для лебедки. Шестая скорость в нашем случае является как бы «оторванной» от более низких частот, что позволяет более эффективно использовать установленную мощность при подъеме малозагруженного элеватора. «Низкая» же первая скорость дает возможность ликвидировать сложные аварии в случае прихвата колонны в скважине.

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

### Вспомогательная лебедка

Вспомогательные буровые лебедки предназначены для подъема и подтаскивания грузов с приемных мостков, а также для свинчивания и развинчивания бурильных обсадных труб.

Лебедка (рис. IV.21) состоит из сварной металлической рамы 1 с двумя вертикальными стойками 2, на которых смонтированы редуктор 3, электродвигатель 4, трансмиссионный вал, колодочный тормоз 5 с электромагнитом, катушечный вал 6, направляющие ролики 7, которые закреплены в специальном кронштейне, образованном из двух планок 8 из уголкового железа.

При помощи роликов создается возможность работы канатов под необходимым углом. В полках планок 8 имеется ряд отверстий, в которые устанавливаются ролики в зависимости от необходимого направления каната. Безопасная шпильевая катушка 9 посажена неподвижно на консольный конец катушеч-

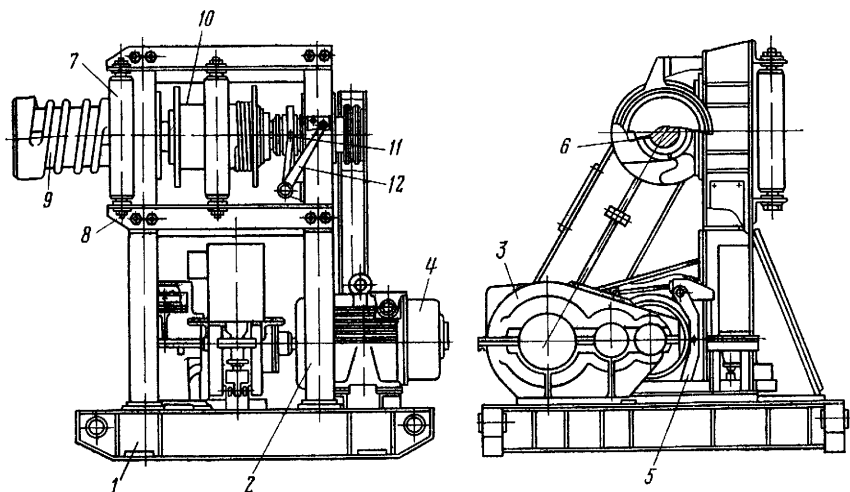


Рис. IV.21. Вспомогательная лебедка

ного вала и барабана 10. Последний подключается к валу зубчатой муфтой 11 с помощью рукоятки 12.

При монтаже лебедка устанавливается на основание и закрепляется с помощью болтов. Она также должна быть надежно зафиксирована в плоскости пола буровой от смещения, которое может возникнуть во время эксплуатации.

В соответствии с инструкцией необходимо регулярно смазывать редуктор, зубчатую муфту трансмиссионного вала, цепную передачу, все шариковые и роликовые подшипники, зубчатую муфту включения барабана, механизм включения муфты, шарниры рычажной системы колодочного тормоза.

## Глава V \

### ВЕРТЛЮГИ

#### § 1. НАЗНАЧЕНИЕ И СХЕМА

Вертулюг является промежуточным звеном между поступательно перемещающимся талевым блоком с крюком, буровым рукавом и вращающейся бурильной колонной, которая при помощи замковой резьбы соединена со стволом вертулюга. Для обеспечения возможности перемещения вертулюга буровой раствор подводится к нему при помощи гибкого бурового рукава, один конец которого крепится к корпусу вертулюга, а второй — к стояку на высоте, несколько меньшей его длины. На рис. V.1 показана схема расположения в буровой вертулюга при бурении.

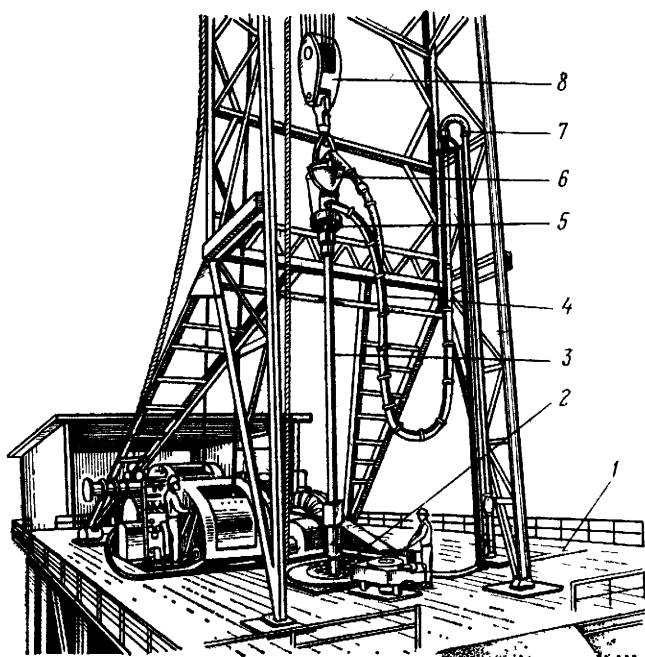


Рис. V.1. Схема расположения оборудования для вращения бурильной колонны:

1 — пол буровой; 2 — ротор; 3 — ведущая труба; 4 — гибкий рукав; 5 — вращатель ведущей трубы; 6 — вертулюг; 7 — стояк; 8 — крюкблок

Вертлюг является пятой, обеспечивающей возможность свободного вращения бурильной колонны при невращающемся его корпусе. Он висит на крюке, связан с буровым рукавом и представляет собой устройство, служащее для нагнетания под большим давлением бурового раствора во вращающуюся бурильную колонну.

На рис. V.2 показано устройство вертлюга для бурения глубоких скважин. Основной вращающейся его деталью является полый ствол 1, воспринимающий вес колонны. Ствол, смонтированный в корпусе 3 на радиальных 4 и 6 и опорных 5 и 7 подшипниках, снабжен фланцем, передающим вес колонны через главный опорный подшипник 5 на корпус 3 и штроп 14. Опоры ствола фиксируют его положение в корпусе, препятствуют осевым вертикальным и радиальным перемещениям и обеспечивают устойчивое положение и легкость вращения.

Вес корпуса вертлюга, осевые толчки и удары от колонны снизу вверх воспринимаются его вспомогательной опорой 7, устанавливаемой обычно над главной 5. Ствол вертлюга является ведомым узлом. 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 стандартные конические левые резьбы. Вертлюг снабжается штропом 14 для подвески его на крюке. Штроп крепится к корпусу на осях и может поворачиваться на угол до 40°. Корпус имеет приливы, ограничивающие перемещение штропа и устанавливающие его в положение, удобное для захвата крюком, когда вертлюг с ведущей трубой находится в шурфе.

К крышке корпуса 11 прикреплена горловина — отвод 13, к которому присоединяется буровой рукав 12. Буровой раствор поступает из рукава через патрубок в соединенную с ним напорную трубу 10, из которой он попадает в полость вращающегося ствола вертлюга. Зазор между отверстием в стволе и напорной трубой уплотняется напорным сальником 9, обеспечивающим герметичность при наибольших рабочих давлениях бурового раствора. Напорный сальник 9 во время роторного бурения

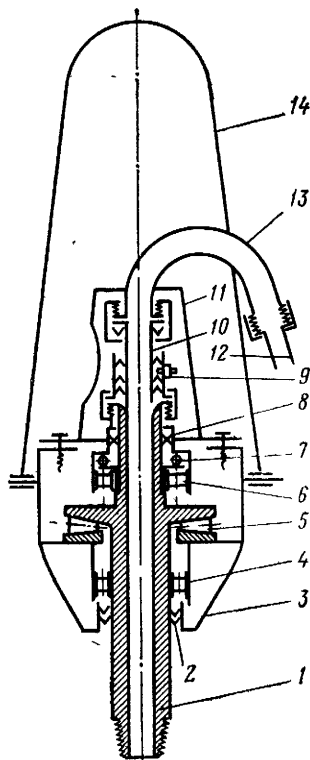


Рис. V.2. Принципиальная схема бурового вертлюга

164 Таблица V.1

Параметры	Завод «Баррикады»			Уралмашзавод		
	БУ-50Бр	БУ-75Бр	ШВ15-250	У6-ШВ-14—16ОМ	УВ-250	У6-300
Максимальная статическая нагрузка, МН	0,7	1,00	2,5	1,6	2,5	4,0
Динамическая нагрузка при 100 об/мин, МН	0,5	0,75	1,6	0,75	1,6	3,0
Глубина бурения, м	600—1200	1200—2500	2000—2500	1500—2800	3000—5000	4000—7000
Частота вращения, об/мин	300	170	250	250	100	100
Рабочее давление раствора, МПа	20	20	25,0	20	25	32
Размеры главной опоры, мм:						
наружный диаметр				460	540	670
внутренний диаметр				210	260	310
Предельная допустимая нагрузка главной опоры, МН:						
статическая $C_0$				6,3	7,8	10,4
динамическая $C$				2,4	2,8	3,6
Присоединительная резьба ствола	3-147Л	3-147Л	3-147Л	3-152Л	3-152Л	3-171Л
Диаметр проходного отверстия в стволе, мм	73	100		100	90	75
Габаритные размеры, м:						
высота	1,815	2,673		3,040	3,070	3,390
ширина	0,645	0,760		1,016	1,090	1,390
Масса, кг	670	1190		1815	2490	4230

эксплуатируется в тяжелых условиях, срок его службы значительно меньше, чем остальных деталей вертлюга, поэтому он выполняется быстросменным.

Проточную часть вертлюга изготовляют обтекаемой формы для обеспечения минимальных гидравлических потерь и минимального износа абразивными частицами, содержащимися в буровом растворе, который движется со скоростью до 6 м/с. Размеры и конструкция вертлюга выполняются с учетом обеспечения надежной смазки всех опор и отвода от них тепла. В верхней и нижней частях корпуса для уплотнения зазора между корпусом и вращающимся стволом устанавливают самоуплотняющиеся манжетные сальники 2 и 8, которые защищают внутреннюю полость корпуса с масляной ванной от попадания в них влаги снаружи и удерживают масло от вытекания.

В вертлюгах есть устройства для заливки, спуска масла и контроля его уровня, а также отверстия для уравнивания давления, создающегося при нагреве в процессе работы с атмосферным. Все детали предохраняются от самоотвинчивания.

Типоразмер вертлюга определяется динамической нагрузкой, которую он может воспринимать в процессе вращения колонны 114-мм труб с учетом глубины скважины. Вертлюги также характеризуются допустимыми статической нагрузкой и частотой вращения, предельным рабочим давлением прокачиваемого бурового раствора, массой и габаритными размерами.

Размерным рядом установлена номинальная динамическая нагрузка: 0,5; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5 и 3,0 МН для бурильных труб диаметром 60—140 мм. Каждый вертлюг рассчитывается для применения с бурильными трубами двух-трех размеров.

Конструкция вертлюгов должна быть прочной, чтобы выдерживать наибольшие нагрузки, действующие на основные рабочие элементы и подшипниковые узлы. Главный опорный подшипник воспринимает наибольшие статические нагрузки и обеспечивает длительную работу на всех режимах. Конструктивные формы деталей просты, технологичны и обеспечивают прочность и простоту сборки. Вертлюги должны быть приспособлены к транспортировке любыми транспортными средствами без упаковки.

В табл. V.1 приведены технические характеристики отечественных вертлюгов.

## § 2. КОНСТРУКЦИИ ВЕРТЛЮГОВ

Вертлюг УВ-250 (рис. V.3) состоит из литого стального корпуса 5 с двумя карманами для присоединения к нему штропа 11 при помощи пальцев. Эти детали вертлюга с крышкой 8, напорной трубой, отводом 10 составляют группу невращающихся частей.

Во внутренней (нижней) части полости корпуса имеется кольцевая площадка, на которую устанавливается основной

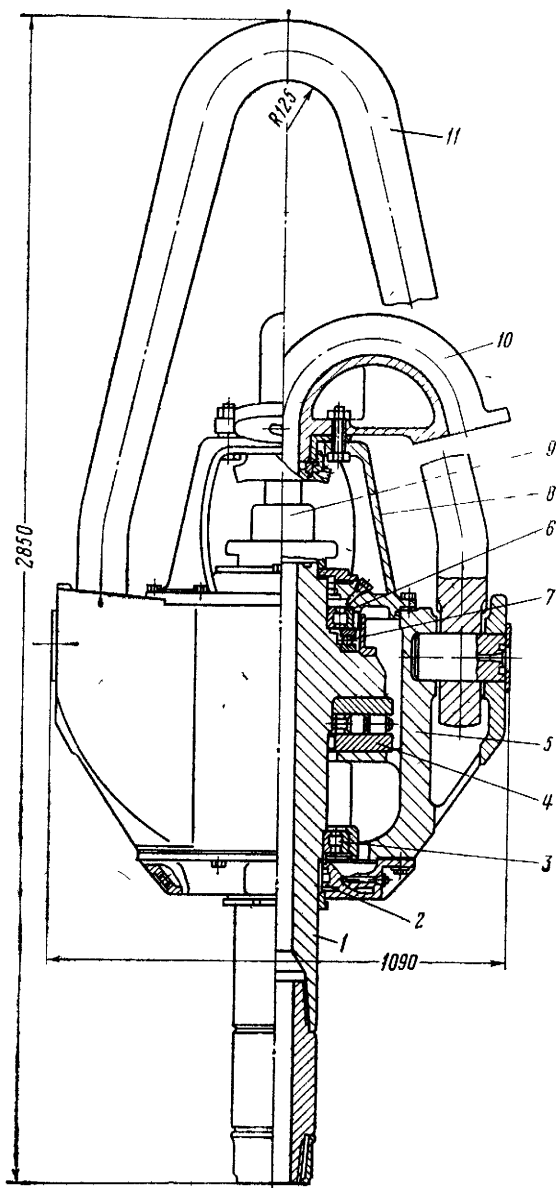


Рис. V.3. Вертлюг УВ-250

опорный подшипник 4. Над основной опорой в корпусе установлены опорный подшипник 7, воспринимающий усилия, которые возникают вдоль оси от ротора к вертлюгу и радиальные роликоподшипники 3 и 6, центрирующие ствол. Ствол вертлюга 1 с опорами 3, 4, 6 и 7, верхний напорный сальник 9, верхний масляный сальник 2 и переводник составляют группу вращающихся частей вертлюга.

Корпус вертлюга сверху закрыт крышкой. К нижнему его торцу прикреплен коробок масляного сальника, при помощи которого предупреждается утечка масла из корпуса вертлюга.

На крышке корпуса на болтах установлен отвод для присоединения к вертлюгу бурового рукава. Верхний радиальный подшипник имеет изолированную камеру с консистентной смазкой, а главная опора и нижний радиальный подшипник работают в масляной ванне корпуса, заполняемой жидкой смазкой. Вследствие применения быстросъемного сальника ствол вертлюга более прост по конструкции и короче. Опорный подшипник главной опоры с цилиндрическими роликами допускает частоту вращения до 100 об/мин.

Практика эксплуатации показывает, что при применении большого числа манжет не увеличивается срок службы уплотнения вертлюга, так как происходит перегрев 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.

Манжеты напорных сальников изготавливают из теплостойких материалов, асбеста с графитом, теплостойких резин и т. д.

Сальниковое устройство, состоящее из нескольких У-образных манжет, поджимаемых пружиной при высоких давлениях, имеет небольшой срок службы.

Быстросъемное сальниковое уплотнение вертлюга (рис. V.4) состоит из трех самоуплотняющихся манжет 9, расположенных во вращающемся корпусе 10 с легкоосменяемой напорной

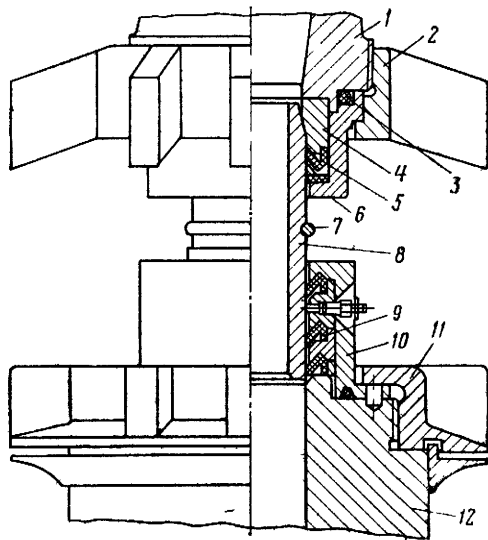


Рис. V.4. Быстросъемный напорный сальник

трубой 8. Последняя крепится быстросъемным резьбовым соединением 2, 4 и 6 к подводу 1 и уплотняется сальником 5. Корпус сальника крепится гайкой 11 к стволу 12 вертлюга. Перемещение гаек 2 и 11 вдоль напорной трубы 8 ограничивается пружинным кольцом 7. Уплотнение осуществляется резиновыми кольцами 3 круглого сечения.

Этот сальник надежно работает при давлениях до 35 МПа. Резьбовые соединения корпуса и напорной трубы позволяют быстро снимать и менять весь сальник комплектно с напорной трубой. Для удобства отвинчивания гайки имеют выступы с отверстиями для рычага. Материалом для изготовления напорных труб служат цементуемые на глубину 1,5—3 мм легированные стали 12ХН2А, 20ХНЗ, твердость поверхности которых НRC 56÷62. Поверхность напорных труб упрочняют нанесением слоя хрома или азотированием.

### § 3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ВЕРТЛЮГА

Детали, передающие вес бурильной колонны, штропы, пальцы, корпус, и другие, рассчитываются на статическую прочность аналогично деталям талевой системы.

Главная опора вертлюга рассчитывается по динамической предельной допустимой нагрузке  $C$ , представляющей ограниченный предел выносливости подшипника. Предполагается, что после одного миллиона оборотов 90% подшипников не разрушится.

Расчетный ресурс, т. е. номинальное число оборотов подшипника опоры вертлюга в млн. оборотов

$$L = (C/P_p) \quad (V.1)$$

( $p$  — показатель степени: для роликовых подшипников  $p=3,33$ ; для шариковых  $p=3$ ).

Для подшипника вертлюга УВ-250 из табл. V.1  $C=2,8$  МН.

Эквивалентная динамическая нагрузка (в Н), воспринимаемая опорой вертлюга,

$$P_p = Q_k k_0 k_t k_k k_s, \quad (V.2)$$

где  $Q_k$  — осевая нагрузка на главную опору вертлюга, Н;  $k_0 = 1,2 \div 1,25$  — коэффициент запаса;  $k_t$  — температурный коэффициент; при  $t \leq 125^\circ \text{C}$   $k_t = 1,0$ ;  $k_k = 1,0$  — кинематический коэффициент для упорных подшипников качения при вращающемся внутреннем кольце;  $k_s = 0,6 \div 0,7$  — коэффициент эквивалентности при ступенчатом нагружении.

Для бурения скважины глубиной 5000 м с использованием раствора плотностью  $\rho = 1,2$

$$Q_k = Q_6 + Q_{УВТ} - P_d, \quad (V.3)$$

где  $Q_6$  — вес 4700 м бурильных 114-мм труб в растворе;  $Q_6 = 1,18$  МН;  $Q_{УБТ}$  — вес 300 м УБТ в растворе,  $Q_{УБТ} = 0,4$  МН;  $P_d = 0,20$  МН — нагрузка на долото.

Тогда

$$Q_k = 1,18 + 0,4 - 0,20 = 1,38 \text{ МН.}$$

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_s = 1,38 \cdot 1,25 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,7 = 1,2 \text{ МН.}$$

Расчетный ресурс опоры вертлюга

$$L = (2,8/1,2)^{3,33} 10^6 = 16 \cdot 10^6 \text{ оборотов.}$$

Если средняя механическая скорость роторного бурения этой скважины  $v_{б.ср} = 5$  м/ч, то для того, чтобы пробурить скважину, потребуется вращать колонну  $h_6 = 1000$  ч, и за это время при средней частоте вращения  $n_{ср} = 100$  об/мин она сделает

$$n_z = 60 \cdot n_{ср} h_6 = 60 \cdot 100 \cdot 1000 = 6 \cdot 10^6 \text{ оборотов.}$$

Расчетное число скважин, которое можно пробурить до выхода опоры из строя:

$$z = L/n_z = 16 \cdot 10^6 / 6 \cdot 10^6 = 2,6.$$

Опору вертлюга проверяют на статическую нагрузку, которая должна быть выше разрывной прочности  $R_{6т}$  применяемых бурильных труб. Например, для глубины 5000 м и  $Q_k = 1,6$  МН разрывная прочность должна быть не менее

$$R_{6т} \geq Q_k S_T = 1,6 \cdot 1,5 = 2,4 \text{ МН,} \quad (V.4)$$

где  $S_T \approx 1,3 \div 1,5$  — коэффициент запаса.

Из табл. V.1 видно, что статическая нагрузка опоры вертлюга  $УВ = 250$   $C_0 = 7,8$  МН.

Запас прочности опоры на статическую нагрузку

$$S_B = C_0/R_{6т} = 7,8/2,4 = 3,25.$$

Эта величина вполне допустима. Разрушения роликов опоры вертлюга не должно наступать даже при нагрузке, равной прочности бурильных труб.

#### § 4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВЕРТЛЮГОВ

Вертлюг является весьма ответственным элементом буровой установки, и от правильной эксплуатации во многом зависит безотказность и долговечность его работы.

Перед пуском вертлюга в эксплуатацию должно быть проверено:

крепление отвода к крышке, крышки и сальника к корпусу вертлюга;

состояние переводника и ствола; при обнаружении повреждений резьбы или трещин вертлюг к эксплуатации не допускается;

Т а б л и ц а V.2

Место смазки	Сорт смазки		Указания по смазке
	Летние условия	Зимние условия	
Все опоры вертлюга	Масло цилиндри- вое П	Масло авиа- ционное МС-14	Смена масла через 3 мес. Пополнение по мере на- добности
Пальцы штропа Нижние и верхние уплотнения	Смазка универсальная УС-3 ГОСТ 1033—79 То же		Смазывается ручным на- сосом 1 раз в смену (20 г) Смазывается ручным насосом 1 раз в смену (5 г)

легкость вращения ствола, который должен вращаться от усилия, приложенного одним рабочим к ключу с плечом 1 м; уровень масла в корпусе; если уровень ниже отметки, необходимо добавить масло в соответствии с инструкцией.

Новый вертлюг должен быть поставлен на обкатку без нагрузки в течение 1—1,5 ч. Если в момент его доставки скважина будет пробурена на большую глубину, то рекомендуется при обкатке постепенно доводить нагрузку до полного веса колонны.

Вертлюг, который уже использовали, перед началом эксплуатации должен быть тщательно промыт и заправлен свежим маслом.

В период эксплуатации необходимо периодически проверять состояние масла в ванне корпуса; если масло загрязнено, его следует слить, ванну промыть керосином или газойлем, а затем еще раз промыть чистым маслом веретенное-2 или 3, нагретым до 80—100° С, после чего залить свежее смазочное масло;

состояние нижнего уплотнения; при утечке масла необходимо сменить уплотняющие кольца, а полость уплотнения набить консистентной смазкой;

температуру вертлюга при работе; нагрев вертлюга свыше 70° С не допускается;

состояние напорного сальника напорной трубы; при пропусках бурового раствора зашприцевать в сальник смазку; в случае непрекращения утечки сменить сальник;

утечки раствора через резьбовое соединение переводника со стволом; при пропусках раствора вертлюг надо заменить;

утечки раствора через прокладку между напорной трубой и отводом; при обнаружении течи подтянуть гайки или сменить прокладку; следует проверить износ отвода: при большом износе отвод сменить;

состояние затяжки гаек и исправность всех деталей.

Смазка всех элементов вертлюга, а также добавка и смена масла в ванне корпуса должна производиться в соответствии с указаниями, приведенными в карте смазки (табл. V.2). Под зимними условиями подразумевается температура ниже +5° С.

#### § 1. НАЗНАЧЕНИЕ И СХЕМА

Ротор (рис. VI.1) предназначен для передачи вращения бурильной колонне при роторном бурении или восприятия реактивного крутящего момента колонны, создаваемого забойными двигателями при турбинном бурении или при бурении электробуром. Реактивный момент воспринимается квадратными вкладышами 3, надетыми на ведущую трубу, и специальным стопорным устройством в створе ротора, при включении которого вращение стола становится невозможным.

Таким образом, находящиеся в скважине бурильные трубы, становятся как бы заторможенными в роторном столе, а вал забойного двигателя вместе с долотом продолжает вращаться, разрушая на забое породу.

Ротор также предназначен и для удержания на весу бурильных и обсадных труб во время их спуска или подъема. Используется он при ловильных и прочих работах, где требуется вращение бурильных труб.

Привод ротора осуществляется через буровую лебедку цепной или карданной передачей, от КПП, а также в отдельных случаях от индивидуального привода.

#### § 2. КОНСТРУКЦИИ РОТОРОВ

Ротор (рис. VI.2) состоит из следующих основных узлов и деталей. Станина 7 является основным элементом ротора. Она представляет собой стальную отливку, внутри которой смонтированы почти все остальные узлы и детали, за исключением крышки 1 и цепного колеса 9. Внутренняя полая часть станины является также масляной ванной для конической пары и опор стола ротора.

Стол ротора 2 — это основная вращающаяся его часть, приводящая во вращение при помощи разъемных вкладышей 4 и зажимов 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 осевые статические нагрузки от веса колонны, спущенной в скважину, и действующие динамические нагрузки — радиальную от передаваемого крутящего момента

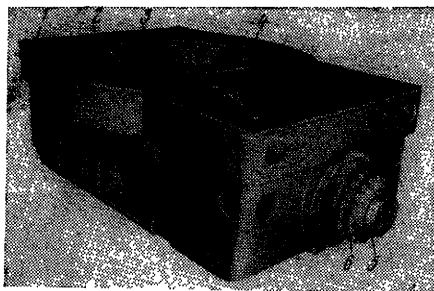


Рис. VI.1. Внешний вид ротора:  
 1 — станина ротора; 2 — крышка; 3 — вкладыши; 4 — стопор; 5 — ведущий вал; 6 — звездочка

и осевые от трения ведущей трубы о вкладыши при подаче колонны труб и от веса стола ротора.

Вспомогательная опора 8 стола служит для восприятия радиальных нагрузок от зубчатой передачи и от осевых ударов при бурении или подъеме колонны. В верхней части стол имеет лабиринтные уплотнения между корпусом и столом ротора 2, предупреждающие возможность проникновения бурового раствора

внутрь станины и выбрасывание смазки из ротора при вращении стола.

Приводной вал 6 установлен в станине на двух роликовых подшипниках, один из которых, находящийся рядом с конической шестерней, сдвоенный радиально-упорный. На один конец вала насажена коническая шестерня, на другой — цепное колесо 9, установленное на консольной части вала, вне станины. Это колесо соединено цепью со звездочкой лебедки. Привод во вращение осуществляется включением пневматической муфты.

В некоторых конструкциях буровых установок роторный вал соединен с источником вращения карданным валом, тогда вместо цепного колеса на валу ротора монтируется муфта кардана.

Верхняя крышка 1 образует площадку, удобную для работы при спуско-подъемных операциях, а также предохраняет внутреннюю часть станины от загрязнения.

Кронштейн 11 предназначен для присоединения механизма подъема и опускания в отверстие ротора клиньев при спуско-подъемных операциях.

Разъемные вкладыши 4, состоящие из двух половин, закрывают проходное отверстие ротора. Во вкладыши вставляют клинья для спуско-подъемных операций, а при бурении — квадратные зажимы ведущей трубы. Зажимы 5 обычно закрепляются болтами на ведущей трубе и вместе с ней опускаются в отверстие разъемных вкладышей.

Стопорное устройство 10 предназначено для фиксирования роторного стола. Рукоятка управления стопорным устройством находится на поверхности крышки стола в специальном углублении, предохраняющем ее от повреждения. Кроме того, находясь в углублении, она не мешает работе. При переводе рукоятки в рабочее положение выдвигается упор, входящий в одну

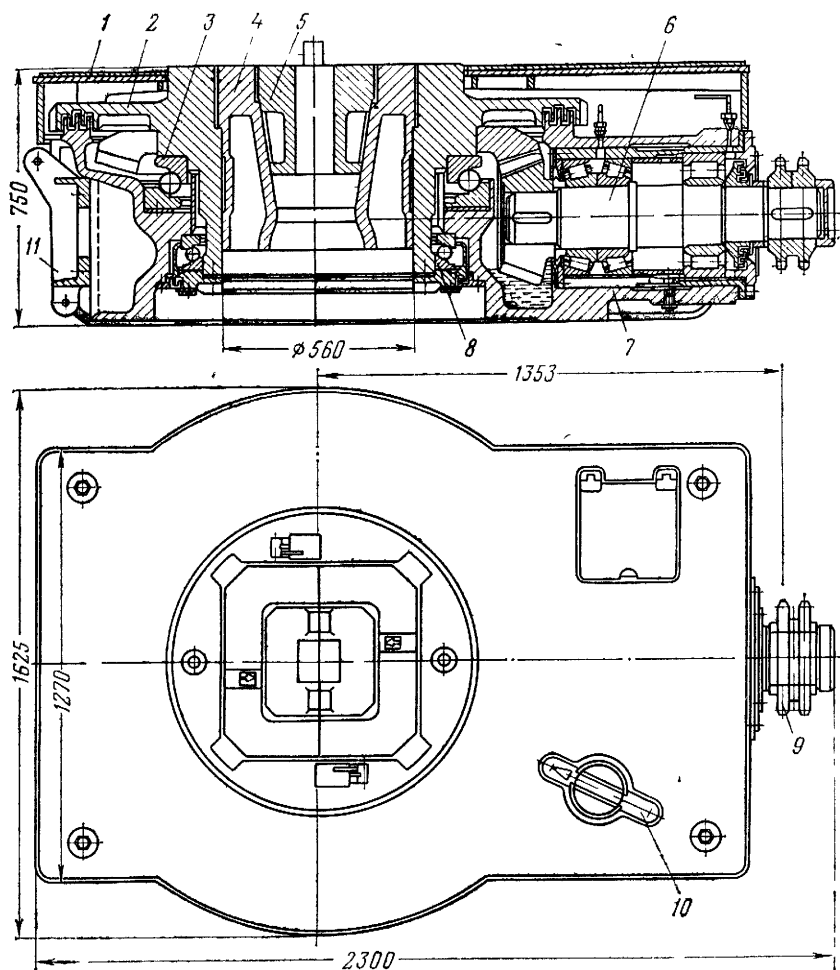


Рис. VI.2. Ротор в разрезе

из специальных лунок на наружной поверхности стола и препятствующий вращению последнего.

Для механизации процессов и облегчения труда рабочих при спуско-подъемных операциях современные роторы укомплектовываются пневматическими клиновыми захватами с набором клиньев для бурильных труб различных размеров.

Основные параметры и размеры роторов отечественного производства приведены в табл. VI.1.

Диаметр отверстия в столе ротора определяет проходной размер долота и характеризует основные размеры ротора.

Таблица VI.1

Параметры	Р560-ШВ «Бакинец»	У7-520-3	У7-560-6	У7-760
Максимальная статическая нагрузка на стол, МН	1,6	2,0	3,2	4,0
Максимальный вес бурильной колонки, МН	1,0	1,3	2,0	3,0
Максимальная передаваемая мощность, кВт	260	400	360	600
Максимальная частота вращения стола ротора, об/мин	320	300	250	230
Проходное отверстие стола ротора, м	0,56	0,52	0,56	0,76
Число зубьев конической косозубой передачи: ведущей шестерни	21	18	18	23
венца	58	58	65	72
Расстояние от центра стола до средней плоскости цепного колеса, мм	1370	1370	1370	1650
Передаточное отношение	2,76	3,22	1,51	3,13
Опоры:				
основная — число шаров диаметром 75 мм	26	25	31	36
вспомогательная — число шаров диаметром 50 мм	26	24	36	36
Габаритные размеры, мм:				
длина	2310	2250	2270	1750
ширина	1350	1400	1610	1200
высота	775	750	750	750
Масса ротора, т	4,0	4,8	6,6	5,9

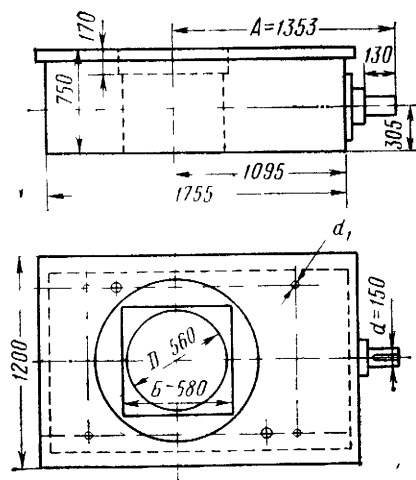


Рис VI.3. Присоединительные размеры ротора Р560-Ш8

Максимально допустимая нагрузка определяет нагрузочные возможности ротора. Между допустимой нагрузкой и диаметром отверстия существует соотношение, при котором ротор с определенным диаметром отверстия, как правило, соответствует нагрузкам, определяемым конструкцией скважины.

Присоединительными размерами ротора, обеспечивающими его взаимозаменяемость, считаются: базовое расстояние  $A$  (рис. VI.3), диаметр конца приводного вала  $d=150$ ; диаметр отверстия в столе ротора  $D=560$ ; присоединитель-

ные размеры вкладышей  $B=580$ , зажимов для ведущей трубы, клиновых захватов для бурильных и обсадных труб. Присоединительные размеры для различных роторов нормализованы.

### § 3. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ КЛИНОВЫЕ ЗАХВАТЫ, ВСТРОЕННЫЕ В РОТОР

Применение пневматических клиновых захватов облегчает труд буровых рабочих и ускоряет процесс спуско-подъемных операций.

Пневматические клиновые захваты (рис. VI.4) предназначены для механизированного захвата и удержания на весу бурильных труб в столе ротора при спуско-подъемных операциях и обсадных труб при спуске в скважину. Пневматические клинья, встраиваемые в ротор, выпускаются в настоящее время почти для всех роторов глубокого эксплуатационного и разведочного бурения.

Механизм состоит из корпуса 6, двух вкладышей 5, четырех клиньев 3, подвешенных к направляющим 2, связанных между собой снизу кольцом 7, державок 4, пневматического цилиндра 9, предназначенного для подъема и опускания клиньев при помощи рычага 8, и крана управления 1. Четыре клина 3 предварительно собирают вместе и с помощью державок 4 присоединяют к верхним концам направляющих.

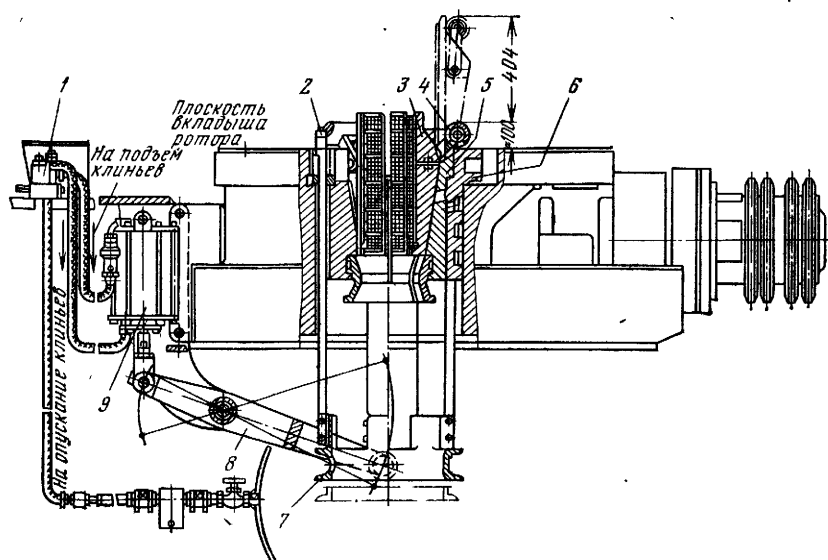


Рис. VI.4. Пневматический клиновой захват

### Техническая характеристика

Диаметр пневматического цилиндра, мм	200
Ход поршня, мм	255
Ход клиньев, мм	414
Рабочее давление воздуха, МПа	0,7—0,8
Управление педальным краном	С поста бурильщика
Диаметр труб, мм	114, 127 140, 168
Допустимая нагрузка на клинья при поддержании бурильных и обсадных труб с толщиной стенки 8 мм, МН:	
трубы группы прочности Д	0,9
» » » Е	1,25
» » » Л	1,45
» » » М	1,60

Клиновые захваты выпускаются двух типов: ПКР-У7 и ПКР-Ш8. Конструкции их одинаковы, различаются они в основном наружным диаметром корпуса.

## § 4. РАСЧЕТ РОТОРОВ

### Выбор исходных данных

Долговечность ротора зависит в основном от величины действующих нагрузок, конструкции и качества его изготовления, монтажа зубчатой передачи и подшипников.

Конические зубчатые колеса передачи изготавливаются со спиральным или косым зубом с углом наклона  $\beta \leq 10^\circ$  С, твердость поверхности его рабочих профилей должна быть не ниже НРС 45. Так как окружные скорости конической передачи достигают 15—20 м/с и более, передача изготавливается не ниже чем по третьему классу точности. В роторах передаточное отношение обычно  $u = 2,5 \div 5$ . Поскольку размеры ведомого колеса определяются конструктивно диаметром проходного отверстия стола ротора, число его зубьев выбирается в зависимости от модуля, полученного расчетным путем, и передаточного отношения. Модуль конической пары обычно равен 12—16 мм.

Ширина зубчатых колес для конических передач  $b \leq 0,2 E$ , где  $E$  — конусная дистанция; ширина шестерен  $b = (0,15 \div 0,2) A$ , где  $A$  — межцентровое расстояние передачи.

В опорах ведущего вала применяют роликовые подшипники почти всех типов. Наиболее нагруженными радиальными усилиями являются подшипники, установленные у ведущего конического колеса. Осевые усилия в ведущем валу воспринимаются сдвоенным коническим или сферическим радиальным роликоподшипниками, которые ограничивают от осевых перемещений. При применении конических подшипников ведущий вал монтируют в стакане, так как необходимо осуществлять регулировку конической передачи и осевого зазора подшипника. Регулировку

обычно осуществляют набором тонких металлических пластин, устанавливаемых между фланцем стакана и крышкой.

Действующие на опоры нагрузки определяются общепринятыми в деталях машин методами. Размеры опор стола ротора выбираются по конструктивным соображениям, в зависимости от диаметра проходного отверстия ротора, а число шаров и их диаметр — в зависимости от величин действующих нагрузок. Долговечность подшипников определяется по эквивалентным нагрузкам, по которым затем находят условную нагрузку, действующую на подшипник.

Для роторов динамический коэффициент  $k_1 = 2 \div 2,5$ .

### Определение частоты вращения стола ротора при приводе от вала буровой лебедки ЛБУ-1400

Число зубьев ведущего цепного колеса лебедки трансмиссии ротора  $z_{бз} = 27$ .

Частота вращения этого колеса (в об/мин):

на 1-й скорости  $n_1 = 211$

» 2-й  $n_2 = 324$

» 3-й  $n_3 = 513$ .

Частота вращения стола ротора (в об/мин) соответственно будет

$$n_{pi} = \frac{n_i z_{бз}}{z_{рв} u_p}, \quad (VI.1)$$

$z_{рв} = 21$  — число зубьев звездочки на роторном валу;  $u_p = 2,76$  — передаточное отношение конической передачи ротора;

$$n_{p1} = \frac{211 \cdot 27}{21 \cdot 2,76} = 98 \text{ об/мин.}$$

Меняя соответственно величину частоты вращения звездочки на трансмиссионном валу, можно определить  $n_{p2}$  и  $n_{p3}$ :

$$n_{p2} = \frac{324 \cdot 27}{21 \cdot 2,76} = 151 \text{ об/мин;}$$

$$n_{p3} = \frac{513 \cdot 27}{21 \cdot 2,76} = 238 \text{ об/мин.}$$

Если при ловильных работах необходимо уменьшить частоту вращения роторного стола до 50 об/мин, то, чтобы не изменять кинематическую схему лебедки, надо увеличить число зубьев на цепном колесе приводного вала ротора (в нашем случае на колесо с большим числом зубьев). Определяем, с каким числом зубьев следует поставить новое цепное колесо:

$$n'_p = \frac{n_1 z_{бз}}{z_{рв} u_p} = 50, \quad (VI.2)$$

откуда

$$z'_{рв} = \frac{n_1 z_{6a}}{n_p u_p}, \quad (VI.3)$$

$$z'_{рв} = \frac{211 \cdot 27}{50 \cdot 2,76} \approx 40.$$

### Расчет главной опоры ротора

Подшипник стола ротора так же, как и зубчатая передача, является основным элементом, определяющим долговечность и надежность ротора.

В опорах ведущего вала применяются стандартные роликоподшипники качения, их расчет аналогичен расчету опор валов общего машиностроения. Для выбора подшипников и определения их срока службы сначала рассчитывают действующие на опоры усилия (рис. VI.5). Для этого надо найти усилия, действующие в зацеплении: окружное усилие  $P$ , радиальные  $Q$  и осевые  $N$ .

При расчете роторов обычно условно принимают, что привод ведущего вала всегда осуществляется цепной передачей при минимальном диаметре ведущей звездочки, к. п. д. ротора  $\eta = 0,9$ , коэффициент запаса  $k_3 = 2 \div 4$ . За расчетный режим принимается частота вращения стола  $n_p = 100$  об/мин, срок службы  $L_h = 3000$  ч при длительно действующем эквивалентном моменте на столе ротора  $M_2$ .

Для определения долговечности опор ротора устанавливают исходные параметры для расчета.

Расчетная частота вращения стола ротора  $n_p = 100$  об/мин; расчетный крутящий момент на столе ротора  $M_2$ , Н·м.

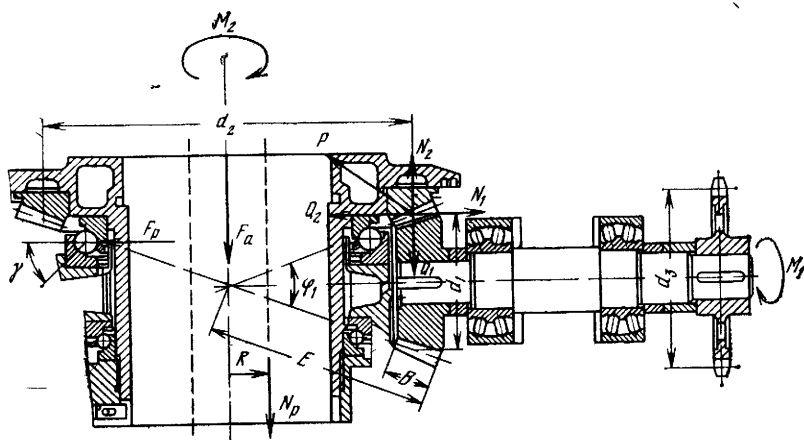


Рис VI 5 Расчетная схема ротора

Например, для бурения скважины глубиной 5000 м с использованием ротора У7-560-6 необходима мощность  $N=500$  кВт. Крутящий момент на столе ротора при частоте вращения  $n_p=100$  об/мин

$$M_2 = N/\omega = 30N/\pi n_p = 9,55 \frac{N}{n_p} = 9,55 \frac{500}{100} = 47,7 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Здесь  $\omega = \pi n_p/30$  — угловая скорость вращения стола ротора. Усилия (в Н), действующие в зубчатом зацеплении:

$$P = 2M_1/d_1 = 2M_2/d_2; \quad (\text{VI.4})$$

осевое шестерни

$$N_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_1 \pm \sin \beta \sin \varphi_1); \quad (\text{VI.5})$$

радиальное шестерни

$$Q_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \beta \sin \varphi_1 + \sin \beta \cos \varphi_1), \quad (\text{VI.6})$$

где  $M_1$  и  $M_2$  — крутящий момент на ведущем и ведомом валах, Н·м;  $d_1$  и  $d_2$  — средний расчетный диаметр шестерни колеса, м;  $\alpha$  — угол профиля зуба; в нормальном сечении обычно  $\alpha=20^\circ$ .

В формуле (VI.6) знак «+» берется, когда направления наклона зуба и вращения создают осевое усилие, направленное от вершины к основанию конической шестерни; знак «—» — при противоположном направлении этого осевого усилия.

Осевая  $N_2$  и радиальная  $Q_2$  составляющие нагрузки на коническом колесе соответственно равны и противоположны по знаку составляющим  $M_1$  и  $Q_1$  на сопряженной шестерне.

Окружное усилие для ротора У7-560-6

$$P = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 47,7}{0,975} \approx 100 \text{ кН}.$$

Диаметр конического колеса ротора У7-560-6  $d_2=0,975$  м.

Так как плоскость действия силы  $P$  почти совпадает с плоскостью центров тел качения главной опоры, можно принять, что радиальное усилие, действующее на опору, равно окружному усилию на колесе, т. е.

$$F_p = P = 100 \text{ кН}. \quad (\text{VI.7})$$

Расчетное осевое усилие, действующее на главную опору стола

$$F_a = G + N_p, \quad (\text{VI.8})$$

где  $G=20$  кН — вес стола и вкладышей ротора У7-560-6;  $N_p$  — осевое усилие, создаваемое трением ведущей трубы о вкладыши, Н

$$N_p = \frac{k_3 M_2}{R} f_c = \frac{0,6 \cdot 48,7}{0,1} 0,3 \approx 90 \text{ кН}, \quad (\text{VI.9})$$

где  $f_c=0,25 \div 0,3$  — коэффициент трения ведущей трубы о зажимы ротора; при скольжении;  $R=0,1$  м — радиус приложения нагрузки между ведущей трубой и зажимами;  $k_3=0,6$  — коэффициент эквивалентности нагрузки.

$$F_a = 20 + 90 = 110 \text{ кН}.$$

Главная опора стола ротора и одна из опор ведущего вала рассчитываются из условия одновременного действия радиальной и осевой нагрузок.

Для упорно-радиальных подшипников стола ротора расчетная эквивалентная нагрузка

$$Q = (XF_p + YF_a) k_3, \quad (\text{VI.10})$$

где  $X$  и  $Y$  — коэффициенты радиального и осевого усилий; они определяются по общей методике расчета подшипников в зависимости от соотношения  $F_a/C_0$  и типа подшипника. Для главной опоры при угле  $\alpha \geq 40^\circ$  принимают  $X=0,35$ ,  $Y=0,57$ ,  $k_3=3$ .

Для стола ротора

$$Q = (0,35 \cdot 100 + 0,57 \cdot 110) 3 \approx 300 \text{ кН}.$$

Номинальная долговечность опоры

$$L = (C_0/Q)^p 10^6 = \left(\frac{900}{300}\right)^3 10^6 = 27 \cdot 10^6, \quad (\text{VI.11})$$

где  $C_0=900$  кН — динамическая нагрузка подшипника ротора У7-560-6;  $p$  — показатель степени, для шариков  $p=3$ , для роликов  $p=10/3$ . В роторе У7-560-6 опора шариковая.

Долговечность в часах

$$L_h = \frac{L}{60 \cdot n_p} = \frac{27 \cdot 10^6}{60 \cdot 100} = 4500 \text{ ч}. \quad (\text{VI.12})$$

В соответствии с нормами АНИ динамическая нагрузка (в Н) главной опоры должна быть

$$C_0 \geq 0,25 Q_{\text{БК}}. \quad (\text{VI.13})$$

Фактически в данном примере для ротора У7-560-6

$$0,9 > 0,25 \cdot 1,6 = 0,4.$$

Вес бурильной колонны для скважины глубиной 5000 м  $Q_{\text{БК}}=1,6$  МН.

Главная опора также проверяется на статическую нагрузку, поскольку на нее устанавливают колонны в период спуска и подъема.

Требуемая допустимая статическая нагрузка подшипника

$$C_{\text{ст}} = k_s Q_{\text{бк}} = 3 \cdot 1,6 = 4,8 \text{ МН.} \quad (\text{VI.14})$$

Допустимая статическая нагрузка главной опоры ротора У7-560-6  $C_a = 5,2 \text{ МН}$ .

Фактический коэффициент запаса по допустимой нагрузке

$$k_{\text{зф}} = C_a / Q_{\text{бк}} = 5,2 : 1,6 = 3,25,$$

что вполне достаточно.

На стол ротора может устанавливаться обсадная колонна весом до 3,2 МН при коэффициенте запаса 1,6.

Если допустимые динамическая и статическая нагрузки подшипника главной опоры не известны, то их определяют по общеизвестной методике.

## § 5. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И МОНТАЖ РОТОРОВ

Надежная и длительная работа ротора во многом зависит от правильности его монтажа и эксплуатации. Ротор устанавливается в специальных пазах блока вышечного основания, а там, где есть шахтовые брусья, то в пазах этих брусьев. Глубина базы должна быть не менее 100 мм. Горизонтальность стола следует тщательно проверять уровнем. Центр проходного отверстия ротора должен строго совпадать с геометрическим центром вышки и скважины.

При монтаже ротора необходимо обращать внимание на то, чтобы ведущее цепное колесо на валу лебедки и ведомое колесо, закрепленное на роторном валу, находились в одной плоскости. Параллельное смещение допускается не более 0,5 мм на 1 м длины цепи.

Важно, чтобы расстояние от торца верхней трубы обсадной колонны, спущенной в скважину, до нижнего лабиринтного уплотнения стола было бы не менее 600—700 мм. При более близком расстоянии возможность проникновения бурового раствора во внутреннюю полость ротора увеличивается. У новых роторов или поступивших на буровую после капитального ремонта необходимо проверить наличие смазки и ее качество. Затем один рабочий должен провернуть стол на несколько оборотов: если стол вращается свободно (без рывков), то его следует проверить на вращение от силового привода в течение 15—20 мин, наблюдая за плавностью работы и температурой.

В первые 2—3 дня работы надо тщательно следить за состоянием смазки и температурой корпуса ротора и не допускать ее повышения более чем до 80° С.

В тех случаях, когда роторы поступают после бурения предыдущей скважины, необходимо спустить старое масло, промыть внутреннюю полость ротора и залить свежее масло. Если на предыдущей буровой наблюдались нагрев корпуса, рывки и стуки, следует поднять стол, вынуть роторный вал, промыть опоры и осмотреть их, затем собрать ротор, отрегулировать зубчатое зацепление и установить предохранительный щит.

*Уход за ротором в процессе эксплуатации* заключается в следующем:

1) промывке ротора водой снаружи и снятии с него посторонних предметов;

2) проверке состояния стопорного механизма (закрытый стопор при эксплуатации вызовет поломку механизмов);

3) осмотре вкладышей и зажимов ротора, которые должны быть закреплены защелками (защелки должны свободно проворачиваться от руки);

4) проверке стола до закладки зажимов — стол должен вращаться свободно и без рывков;

5) креплении болтов и затягивании гаек;

6) смазка цепи привода ротора и установлении предохранительного щита;

7) проверке уровня и качества масла.

При смене ротора необходимо соблюдать меры предосторожности: поднимать и перемещать ротор надо с помощью талевой системы; при подъеме ротор должен быть подвешен в трех точках, чтобы исключить его переворачивание с одной стороны на другую, что может вызвать травмирование рабочих.

*Смазка зубчатой передачи и основной опоры* осуществляется из общей центральной ванны, куда масло заливается через спе-

Т а б л и ц а VI.2

Точки смазки	Сорт смазки		Указания по смазке
	летние условия	зимние условия	
Коническое зацепление и нижняя опора	Масло индустриальное 45	Масло индустриальное 12	В ванну заливается масло в количестве, соответствующем инструкции завода. Пополнение по мере надобности. Уровень контролируется шупом. Смена масла не реже одного раза в два месяца
Ванна приводного вала Вспомогательная опора	То же Смазка универсальная среднетемпературная УС-3	То же	То же Заправка в количестве 3 л, пополнение по 0,5 л в неделю

циальное отверстие, закрываемое пробкой. В пробку вставляется щуп, с помощью которого определяется уровень масла в ванне.

Как правило, подшипники приводного вала имеют отдельную изолированную ванну, в которую заливается масло через второе отверстие.

Масло из ванны сливается через спускное отверстие, расположенное в нижней ее части (обычно под заправочными отверстиями), что позволяет сливать отработанное масло и промывать ротор, не снимая его с устья скважины.

В некоторых конструкциях вспомогательную опору смазывают консистентной смазкой при помощи шприца-масленки. Карта смазки ротора приведена в табл. VI.2.

### Индивидуальный привод ротора

В большинстве конструкций буровых установок привод ротора цепной или карданной передач осуществляется через лебедку от главного привода, мощность которого достигает 800 кВт.

Индивидуальный привод ротора (ПИР) предназначен для роторного бурения скважин в целях освобождения буровой лебедки от функций передаточного механизма между силовым приводом и ротором. Этот привод устанавливают в буровой перпендикулярно к приемным мосткам; он соединяется карданным валом непосредственно с валом ротора.

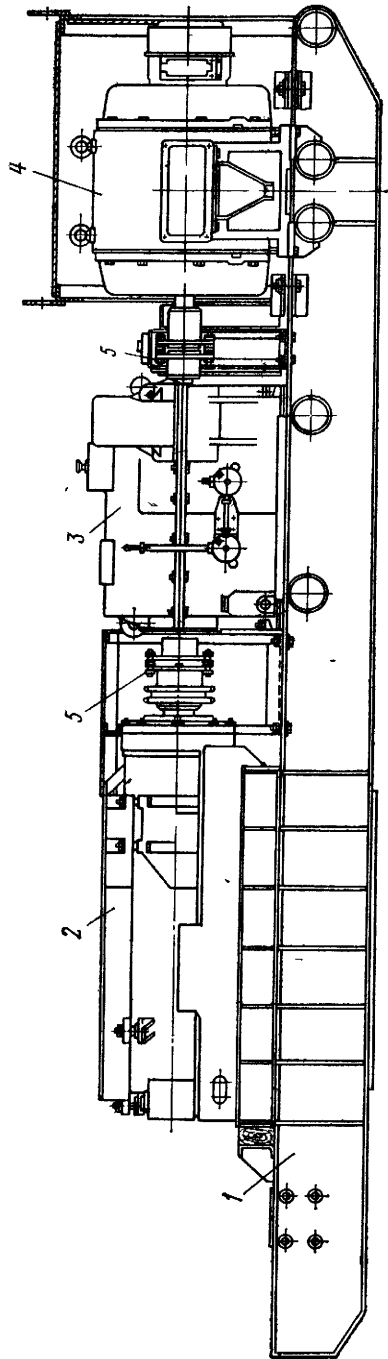


Рис VI 6. Индивидуальный привод ротора ПИРШ4-2А

Было создано несколько типов таких приводов: ПИР-1-4; ПИР-2-4, агрегат форсированного бурения и др. Применение индивидуальных приводов позволило более правильно использовать буровую установку, уменьшить шум в буровой вследствие устранения роторной цепи, увеличить частоту вращения роторного стола, сэкономить электроэнергию и др.

В настоящее время в связи с бурением скважин на большие глубины, особенно в осложненных условиях, создан индивидуальный привод ротора ПИРШ4-2А (рис. VI.6), применяющийся на промыслах Азербайджана при бурении скважин роторным способом. Он состоит из рамы-салазок 1, на которых смонтированы ротор 2, коробка перемены передач 3, два электродвигателя 4. Соединение ротора с коробкой перемены передач, а последней с электродвигателями осуществляется при помощи полужестких муфт 5.

Установленные на жесткой раме агрегаты прикреплены к ней болтами и строго центрированы. Ротор агрегата не отличается от серийного, за исключением того, что на консольной части вала цепное колесо имеет развитую ступицу, переходящую в ведомую часть полужесткой муфты, соединяющей ротор с коробкой перемены передач. Последняя представляет собой трехвальную коробку с одним коротким валом, предназначенным для присоединения второго электродвигателя. Ко второму валу присоединяется второй электродвигатель. В центре между этими валами в двух подшипниках находится основной вал, который передает ротору мощность от обоих двигателей через четыре передачи.

#### Техническая характеристика ПИРШ4-2А

Максимальная глубина бурения, м . . . . .	5000
Мощность привода, кВт . . . . .	320
Электродвигатель:	
тип . . . . .	АКБ-104-8
мощность, кВт . . . . .	160
частота вращения вала, об/мин . . . . .	730
Число скоростей ротора . . . . .	4
$n_1$ . . . . .	70
$n_2$ . . . . .	140
$n_3$ . . . . .	220
$n_4$ . . . . .	320
Габаритные размеры, м:	
длина . . . . .	7,425
ширина . . . . .	2,30
высота . . . . .	1,59
Масса агрегата, т . . . . .	14

# НАСОСНО-ЦИРКУЛЯЦИОННАЯ СИСТЕМА БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

---

### § 1. ФУНКЦИИ И УСТРОЙСТВО

Функциями насосно-циркуляционной системы буровой установки являются:

нагнетание бурового раствора в бурильную колонну для создания непрерывной циркуляции в скважине в процессе бурения;

подача в бурильную колонну необходимого количества бурового раствора для очистки забоя от выбуренной породы и создание требуемой скорости подъема раствора в затрубном пространстве для обеспечения выноса породы на поверхность;

подвод необходимой гидравлической мощности к долоту для обеспечения высокой скорости истечения (до 180 м/с) раствора из его сопел с целью эффективной очистки забоя от выбуренной породы;

подвод энергии к гидравлическому забойному двигателю; очистка бурового раствора от выбуренной породы и газа; поддержание постоянных параметров бурового раствора, закачиваемого в скважину;

приготовление нового бурового раствора.

На рис. VII.1 показана схема циркуляции бурового раствора. При бурении раствор в большинстве случаев циркулирует по замкнутому контуру.

Буровые насосы забирают раствор из емкости и по напорной линии через стояк, гибкий рукав и вертлюг подают его в бурильную колонну. При этом часть давления  $p_{л}$  расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений в наземной линии. Далее буровой раствор проходит по ведущей и бурильным трубам, по УБТ, забойному двигателю к долоту. На этом пути давление раствора снижается вследствие затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений  $p_{т}$ ,  $p_{УБТ}$ ,  $p_{зд}$ .

Затем буровой раствор за счет разности динамического напора внутри бурильной колонны  $p_{д}$  и на забое скважины  $p_{з}$  ( $p_{д} - p_{з} = p_{дол}$ ) с большой скоростью выходит из насадок долота и очищает забой и долото от выбуренной породы. Оставшаяся часть энергии раствора затрачивается на подъем породы и преодоление сопротивления в кольцевом затрубном пространстве  $p_{к}$ .

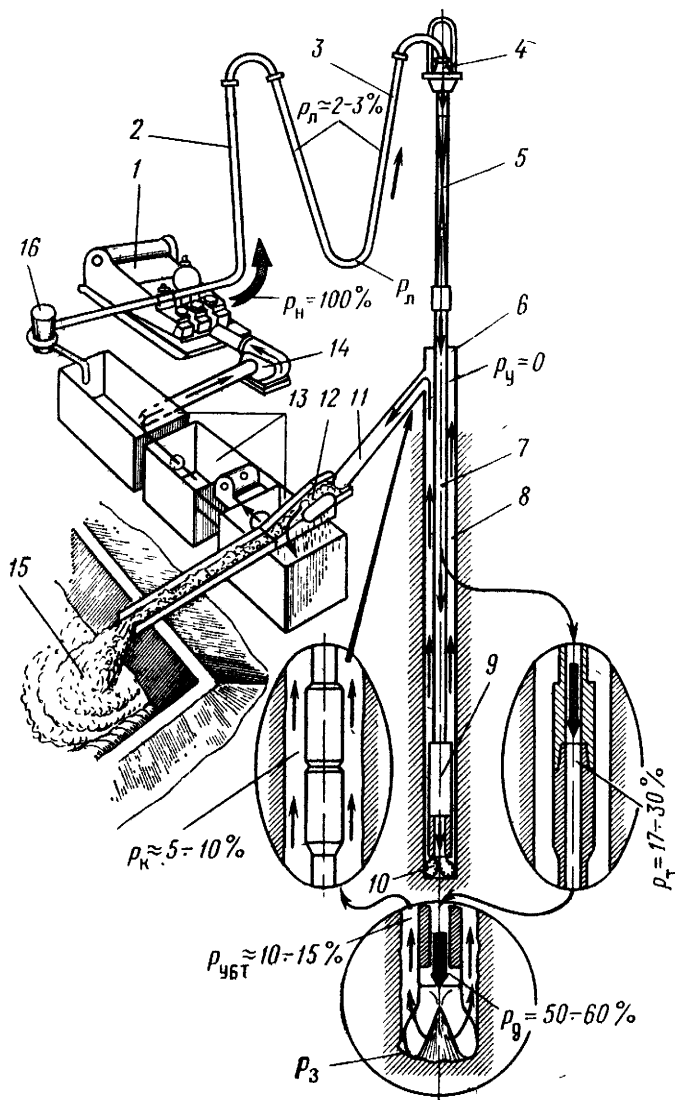


Рис. VII.1. Схема циркуляции бурового раствора:

1 — насос; 2 — стояк; 3 — гибкий рукав; 4 — вертлуг; 5 — ведущая труба; 6 — устье скважины; 7 — буровые трубы; 8 — затрубное пространство; 9 — УБТ; 10 — долото; 11 — растворопровод; 12 — блок очистки; 13 — баки; 14 — подпорный насос; 15 — амбар; 16 — смеситель

На рис. VII.1 показано примерное распределение потерь напора в отдельных элементах циркуляционной системы скважины глубиной около 3000 м при бурении роторным способом.

Поднявшийся на поверхность к устью скважины буровой раствор проходит по растворопроводу в блок очистки, где из него удаляются выбуренная порода, песок и газ. После очистки допускается содержание в растворе не более 1,0% крупных фракций породы и песка с размерами частиц от 0,02 до 0,1 мм. Фракции с размерами частиц более 0,1 мм следует удалять полностью. Количество удаленной выбуренной породы и песка зависит от свойств бурового раствора и буримых пород, диаметра скважины и скорости бурения.

Очищенный буровой раствор попадает сначала в промежуточные резервуары, где восстанавливаются утраченные свойства, затем в приемный чан, откуда подпорными насосами снова нагнетается в буровые насосы. Таким образом, замыкается круг циркуляции.

Поскольку насосно-циркуляционная система призвана прежде всего обеспечивать эффективную работу долота, параметры раствора должны удовлетворять требованиям долота и режима бурения.

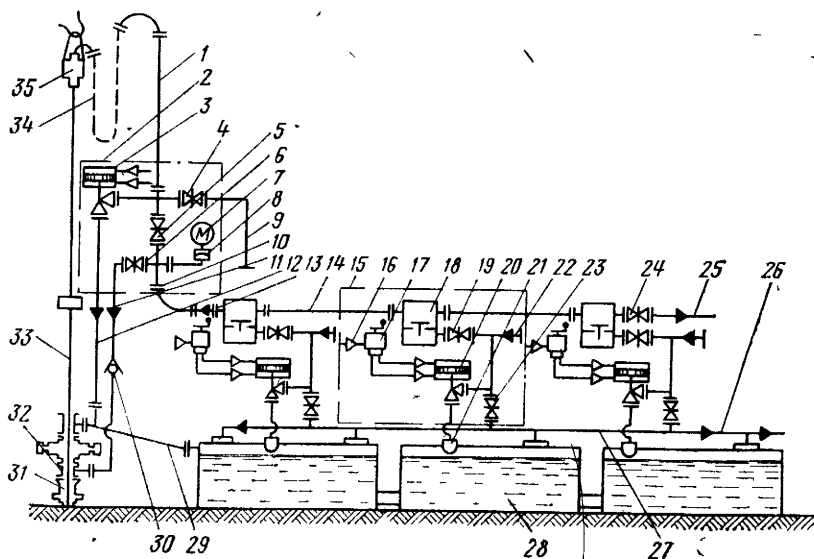


Рис. VII.2. Циркуляционная система буровой установки:

1 — стояк; 2 и 15 — распределительное устройство; 3, 4, 5, 6, 19, 20, 23 и 24 — задвижки; 7 — манометр; 8 — предохранитель; 9, 11, 12, 21 и 22 — отводы; 10 — быстросъемное соединение; 13 — датчик расхода; 14 — трубопровод; 16 — ниппель; 17 — кран четырехклапанный; 18 и 30 — клапан обратный; 25 и 27 — трубопровод сливной и распределительный; 26 — блок приготовления раствора; 28 — резервуар раствора; 29 — желоб сливной; 31 — головка колонная; 32 — крестовина; 33 — колонна буровая; 34 — рукав буровой; 35 — вертлюг

Схема наземной части циркуляционной системы показана на рис. VII.2.

Нагнетательная линия состоит из трубопровода высокого давления, по которому раствор подается от насосов к стояку и гибкому рукаву, соединяющему стояк с вертлюгом. 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

Для обеспечения высокой эффективности бурения, особенно на больших глубинах, гидравлическая мощность насосов должна обеспечить наивыгоднейшее сочетание трех факторов: максимумов гидравлической мощности на долоте, гидравлической силы струи и достаточной скорости раствора для выноса разбуренных частиц породы.

Скорость движения раствора в кольцевом пространстве  $v_3$  (в м/с) зависит от подачи насосов  $Q_n$  (в м<sup>3</sup>/с) и площади кольцевого сечения скважины  $S$  (в м<sup>2</sup>):

$$v_3 = Q_n / S. \quad (\text{VII.1})$$

Скорость подъема раствора в кольцевом пространстве находится в пределах 0,4—1,0 м/с и определяется рядом факторов: фактическими свойствами раствора и буримых пород; размером выбуренных частиц; диаметром скважины и бурильных труб.

В настоящее время установлено, что подводимая к долоту гидравлическая мощность сильно влияет на эффективность бурения, в связи с чем к долоту стремятся подводить удельную мощность (мощность, отнесенная к площади забоя) 0,4—0,8 кВт/см<sup>2</sup>. Это достигается либо путем увеличения подачи насосов  $Q_n$ , 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 м<sup>3</sup>/с) определяется в зависимости от выбранной скорости раствора  $v_3$  в затрубном кольцевом пространстве  $S$  и требуемой мощности на долоте:

$$Q_n = v_3 S, \quad (\text{VII.2})$$

$$S = \frac{\pi}{4} (D_d^2 - d_t^2), \quad (\text{VII.3})$$

где  $D_d$  и  $d_t$  — диаметры долота и бурильных труб, м.

В связи с тем что начальный диаметр ствола скважины, следовательно, и долота в 2—3 раза больше конечного, площадь забоя может увеличиваться в 4—9 раз. Практикой установлено, что для эффективного бурения подача раствора на забой должна быть 0,006 при больших диаметрах скважины и 0,01 м<sup>3</sup>/с на 1 м<sup>2</sup> площади забоя при малых диаметрах. Количество же 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  $R = Q_{\max}/Q_{\min} = 2 \div 3$ , а иногда и более.

Давление насосов (в Па) зависит от гидравлического сопротивления циркуляционной системы (рис. VII.1) и равно сумме сопротивлений ее отдельных элементов:

$$p_n = \sum p_i = p_d + p_r + p_{\text{УБТ}} + p_{\text{дол}} + p_k + p_{\text{зд}} \quad (\text{VII.4})$$

Величины потерь давления в элементах циркуляционной системы определяются из справочников или расчетным путем.

Потери давления (в Па) при прокачивании раствора зависят от плотности, вязкости и скорости раствора, шероховатости стенок трубы и вычисляются по формуле Дарси — Вейсбаха

$$p_i = \lambda \rho_p \frac{l_i v_{\text{ср}}^2}{2d}, \quad (\text{VII.5})$$

где  $\lambda$  — безразмерный коэффициент гидравлических сопротивлений; в трубах раствор течет при турбулентном движении, и для движения воды по стальным трубам  $\lambda = 0,018 \div 0,020$ , для раствора  $\lambda = 0,018 \div 0,025$ ; для практических расчетов можно принимать  $\lambda = 0,02$ ;  $\rho_p$  — плотность раствора, кг/м<sup>3</sup>;  $l_i$  — длина трубопровода, м;  $v_{\text{ср}}$  — средняя скорость течения раствора, м/с;  $d$  — внутренний диаметр трубопровода, м

$$v_{\text{ср}} = \frac{4Q_n}{\pi d^2} = 1,27 \frac{Q_n}{d^2}. \quad (\text{VII.6})$$

В общем виде формулу (VII.4) можно представить так:

$$p_n = \xi_{\Sigma} \rho_p Q_n^2, \quad (\text{VII.7})$$

где  $\xi_{\Sigma}$  — суммарный коэффициент сопротивлений циркуляционной системы, зависящий от изменения глубины скважины и ее конструкции, м<sup>-4</sup>.

В зависимости от количества прокачиваемого раствора  $Q_n$  давление насосов изменяется пропорционально квадрату их подачи и коэффициенту сопротивлений.

Гидравлические сопротивления циркуляционной системы могут быть разделены на две категории: 1) переменные в трубах  $p_r$  и кольцевом пространстве  $p_k$ , изменяющиеся с глубиной скважины и 2) не изменяющиеся с глубиной  $p_{\text{л}}$ ,  $p_{\text{УБТ}}$  и  $p_{\text{дол}}$ . Регулирование подачи  $Q_n$  и давления  $p_n$  ограничено мощностью насосов и прочностью напорной линии.

Полезная мощность (в кВт) насосов является функцией подачи  $Q_n$  и давления  $p_n$ :

$$N_n = Q_n p_n. \quad (\text{VII.8})$$

Мощность насосов (в кВт)

$$N_n = N_{гн} / \eta_n, \quad (\text{VII.9})$$

где  $\eta_n \approx 0,75$  — к. п. д. насоса.

Поскольку в процессе бурения гидравлические сопротивления переменны, полезная мощность насосов будет зависеть от подачи

$$N_n = \xi_e \rho_p Q_n^3 \quad (\text{VII.10})$$

или от давления

$$N_n = \sqrt{\frac{p_n^3}{\xi_e \rho_p}} = \frac{p_n^{3/2}}{(\xi_e \rho_p)^{0.5}}. \quad (\text{VII.11})$$

Поскольку диаметры скважины изменяются в зависимости от конструкции, а компоновки циркуляционной системы могут быть различны, необходимо знать пределы регулирования параметров насоса  $Q_n$ ,  $p_n$  и мощность  $N_{гн}$  для выбора двигателей.

### § 3. 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  $+80^\circ \text{C}$ . Плотность растворов обычно составляет  $1200$ — $1300 \text{ кг/м}^3$ , а в некоторых случаях понижается до  $800 \text{ кг/м}^3$  или же повышается до  $2000 \text{ кг/м}^3$  и даже более. Растворы имеют большие пластическую 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 другие, а иногда и некоторое количество газа. В составе рабочей жидкости 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—3 м. В нормальных условиях буровой насос работает с подпорным центробежным насосом, создающим давление 0,3—0,5 МПа.

Насос должен быть приспособлен для изменения подачи и давления в процессе бурения в 2—3 раза. Вместе с тем насос должен обладать способностью кратковременно развивать повышенные давления 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 100 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 10 000 рабочих ч.

Приводная часть насоса надежно защищается от грязи, пыли и воды. Конструкция приспособлена для привода от электродвигателей и дизелей.

Многолетней практикой бурения глубоких скважин установлено, что единственным, удовлетворяющим требования технологии проводки, является поршневой горизонтальный приводной насос. Буровые насосы — главные потребители энергии (70—80%). В настоящее время имеются насосы мощностью от 300 до 1500 кВт. Для каждого типа буровой установки насос должен иметь определенную мощность, подачу и давление. Насосы устанавливают на расстоянии до 100 м от устья скважины под навесом или в разборном укрытии.

Масса, габаритные размеры и конструкции 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. В мировой практике при глубоком бурении применяют поршневые насосы с полезной мощностью 100, 250, 350, 500, 700, 850, 1250, 1500 и 2000 кВт с числом двойных ходов в 1 мин 35—180 и длиной хода до 0,3 м у трехцилиндровых, 35—90 ходов в 1 мин и длиной хода до 0,5 м у двухцилиндровых, диаметр цилиндровых втулок 120—200 мм и относительная масса 20—50 кг на 1 кВт полезной мощности.

Плунжерные насосы используют только в маломощных установках для разведочного бурения. В насосах срок службы в среднем составляет: поршней 100—200, штоков 150—220, цилиндровых втулок 200—300 и клапанов 300—400 ч, поэтому удобство смены этих деталей имеет большое значение.

Многоцилиндровые поршневые насосы не распространены вследствие сложности эксплуатации, необходимости расхода большого количества быстроизнашивающихся деталей и затрат времени и средств на их смену. Наиболее широко применяют в бурении трехцилиндровые насосы одностороннего действия и двухцилиндровые насосы двустороннего действия.

## § 4. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И СХЕМА ПОРШНЕВОГО БУРОВОГО НАСОСА

Принцип работы насоса одностороннего действия (рис. VII.3, а) следующий. 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 приемной емкостью, заполненной раствором, а нагнетательного — с напорной линией.

При движении поршня вправо (к коренному валу) 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 (от коренного вала) 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.

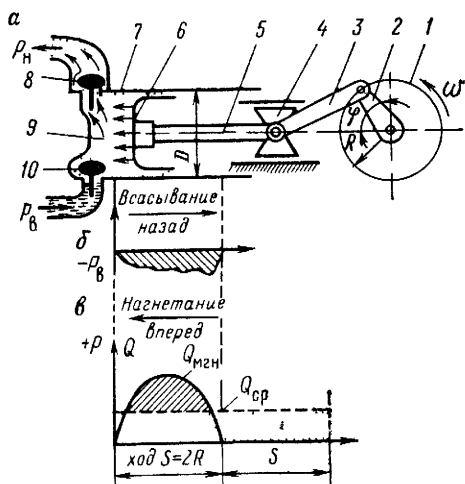


Рис. VII.3 Схема работы поршневого насоса одностороннего действия

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 через  $S$ , его площадь через

$F$ , то объем жидкости  $Q_{\text{н}}$ , вытесненной из камеры при ходе влево, будет равен  $FS$ , а средняя скорость поршня (в м/с)

$$v_{\text{ср}} = \frac{2Sn}{60}, \quad (\text{VII.12})$$

где  $n$  — частота вращения коренного вала, об/мин (число двойных ходов в 1 мин).

Идеальная средняя подача одной камеры поршневого насоса (в м<sup>3</sup>/с)

$$Q_{\text{ср}} = v_{\text{ср}}F = \frac{2SnF}{60}. \quad (\text{VII.13})$$

Для многоцилиндрового насоса одностороннего действия средняя подача

$$Q_{\text{ср}} = zFSn/60 \quad (\text{VII.14})$$

( $z$  — число цилиндров насоса).

Площадь поршня (в м<sup>2</sup>)

$$F = \pi D^2/4$$

( $D$  — диаметр поршня, м).

Тогда

$$Q_{\text{ср}} = \pi z D^2 n S / 240. \quad (\text{VII.15})$$

Насосом двустороннего действия называется такой насос, в котором в каждом цилиндре имеются две рабочие камеры (рис. VII.4): передняя, как у насоса одностороннего действия, и задняя, расположенная за поршнем. Объем этой камеры меньше, чем передней, так как в ней расположен шток поршня, занимающий часть ее объема. Она также имеет всасывающий и нагнетательный клапаны, а шток уплотнен сальником.

Если поршень движется вправо, то в левой, передней полости создается разрежение, в результате которого всасывающий клапан открывается и камера заполняется раствором, а из правой камеры (задней) жидкость в это время вытесняется движущимся поршнем. Всасывающий клапан в ней закрыт, так как давление в этой камере выше, чем во всасывающем трубопроводе, а нагнетательный клапан открыт. Очевидно, средняя теоретическая подача одного цилиндра такого насоса будет больше, чем насоса одностороннего действия:

$$Q_{\text{ср}} = \frac{(2F - f) Sn}{60}, \quad (\text{VII.16})$$

где  $f = \pi d^2/4$ ,  $m$  — площадь сечения штока;  $d$  — диаметр штока, м.

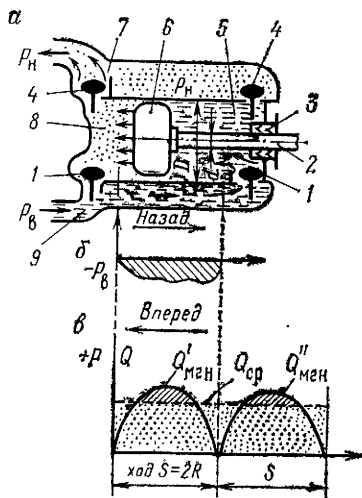


Рис. VII.4. Схема работы поршневого насоса двустороннего действия.

*a* — схема движения поршня; *b* и *в* — диаграммы всасывания и подачи; 1 — всасывающие клапаны; 2 — шток поршня; 3 — сальник штока; 4 — нагнетательные клапаны; 5, 8 — задняя и передняя рабочие камеры; 6 — поршень; 7, 9 — нагнетательный и всасывающий коллекторы

Для многоцилиндрового насоса двустороннего действия подача составляет

$$Q_{\text{ср}} = \frac{z(2F - f) S n}{60}$$

или

$$Q_{\text{ср}} = \frac{\pi z (2D^2 - d^2) S n}{240}. \quad (\text{VII.17})$$

**Действительная подача насоса.** Фактическая подача раствора насосом всегда меньше теоретической вследствие того, что происходят утечки через еще не закрывшиеся клапаны, через неплотности клапанов, поршней, а также из-за наличия воздуха или газа в растворе. Все эти потери учитываются коэффициентом подачи насоса  $\eta_0$ :

$$\eta_0 = \eta_1 \eta_2. \quad (\text{VII.18})$$

Здесь  $\eta_1$  — коэффициент наполнения, зависящий от содержания газа в растворе, от неполного заполнения жидкостью рабочей

камеры во время всасывания, при свободном всасывании принимается обычно  $\eta_1 = 0,9$ , а при применении нагнетательных насосов  $\eta_1 \approx 1$ ;  $\eta_2$  — коэффициент, характеризующий влияние утечек через неплотности поршня, клапана и т. д.

Фактическая подача насоса

$$Q_{\text{н. ф}} = \eta_0 Q_{\text{ср}}. \quad (\text{VII.19})$$

**Закон движения поршня.** Рассмотрим схему действия шатунно-кривошипного механизма поршневого насоса. Обозначим через  $l$  длину шатуна;  $R$  — радиус кривошипа;  $\varphi$  — угол поворота кривошипа;  $\omega$  — угловую скорость вращения коренного вала;  $x$  — путь, пройденный поршнем к данному моменту от левой мертвой точки (рис. VII.5). За один оборот коренного вала поршень проходит путь  $2S$ , а за  $n$  оборотов в 1 мин путь будет  $2Sn$ .

Средняя скорость поршня (в м/с)

$$v_{\text{ср}} = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} = \frac{2Rn}{30} = \frac{Rn}{15}. \quad (\text{VII.20})$$

Для упрощения вывода предположим, что длина шатуна  $l$  бесконечна (это дает относительно небольшую погрешность).

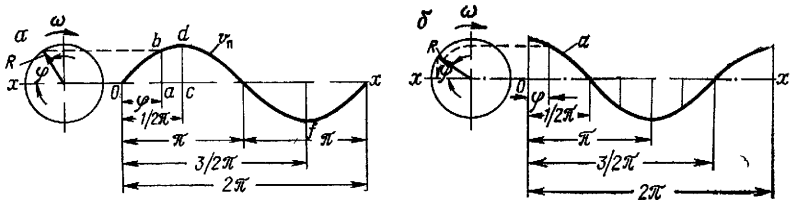


Рис. VII 5. График движения поршня:

*a* — скорость; *b* — ускорение

Величина  $x$  будет равна отрезку проекции дуги, описываемой головкой кривошипа, на ось насоса:

$$x = R(1 - \sin \varphi). \quad (\text{VII.21})$$

Мгновенное значение скорости поршня

$$v_{\text{п}} = \omega R \sin \varphi. \quad (\text{VII.22})$$

Ускорение поршня

$$a_{\text{п}} = \omega^2 R \cos \varphi. \quad (\text{VII.23})$$

Следует обратить внимание на то, что в средних положениях поршня в точках  $\pi/2$  и  $3\pi/2$  (при  $\varphi = 90^\circ$ ) скорость поршня максимальна, так как  $\sin \varphi = 1$ , а скорость  $v_{\text{п max}} = \omega R$ . В точках  $0$ ,  $\pi$  и  $2\pi$  скорость поршня  $v_{\text{п}} = 0$ , когда  $\sin \varphi = 0$ . Эти точки называют «мертвыми».

Отношение максимальной скорости поршня к средней

$$\frac{v_{\text{п max}}}{v_{\text{ср}}} = \frac{\frac{\pi R n}{30}}{\frac{2 R n}{30}} = \frac{\pi}{2} \approx 1,57. \quad (\text{VII.24})$$

*График подачи насосов.* Так как при работе насоса жидкость следует за поршнем, мгновенная подача насоса (в  $\text{м}^3/\text{с}$ )

$$Q_{\text{мгн}} = v_{\text{п}} F = \omega R F \sin \varphi. \quad (\text{VII.25})$$

Так как площадь поршня  $F$  постоянна, то мгновенная подача будет меняться по закону движения поршня. Таким образом, поршневые насосы с кривошипом механизмом всегда имеют неравномерность подачи и пульсацию жидкости.

В многоцилиндровых насосах для уменьшения неравномерности подачи кривошипы располагают под углом друг к другу: в двухцилиндровых под углом  $90^\circ$ , а в трехцилиндровых под углом  $120^\circ$ . Тогда в некоторые периоды происходит выталкивание жидкости из двух или нескольких камер одновременно, что снижает неравномерность подачи и ее пульсацию.

В зависимости от принципа действия, числа цилиндров и угла смещения кривошипов каждый насос имеет свой график подачи. В приводных буровых поршневых насосах величина пульсации жидкости может быть снижена, но не устранена совсем. Неравномерность подачи раствора вызывает колебания не только в наземной обвязке высокого и низкого давлений и насосах, но и во всей бурильной колонне, нарушая процесс бурения.

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. 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 изменения давления, вызванного неравномерностью подачи насоса. При повышении давления жидкости газ сжимается, а при понижении расширяется, в результате чего в трубопроводе поддерживается давление со значительно меньшими колебаниями, чем при работе без компенсаторов.

Полной равномерности подачи компенсаторы обеспечить не могут. Если в напорной линии давление максимальное  $p_{\max}$ , а минимальное  $p_{\min}$ , то практически считается достаточным, чтобы степень неравномерности подачи

$$\delta = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{\text{ср}}} = 0,01 \div 0,025, \quad (\text{VII.26})$$

где  $p_{\text{ср}} = (p_{\max} + p_{\min})/2$  — среднее давление.

Объем воздуха в компенсаторе может быть рассчитан с некоторым приближением.

Всасывание — это заполнение рабочей камеры жидкостью. Всасывание происходит за счет разности давления во всасывающей линии  $p_{\text{в}}$  и в рабочей камере насоса  $p_{\text{к}}$ . Эта разность расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений в приемной части 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:

при помощи дополнительных питающих обычно центробежных насосов, установленных между поршневым насосом и резервуаром с раствором, который служит для принудительного заполнения рабочих камер поршневого насоса;

Таблица VII.1

Пары	Упругость паров в гПа при температуре, °С					
	10	20	30	50	80	100
Воды	12	24	43	127	497	1033
Бурового раствора	18	32	55	90	140	—

за счет разности между атмосферным давлением  $p_a$  и давлением внутри камеры  $p_k$  при всасывании, т. е. свободное всасывание.

Чтобы осуществилось заполнение камеры, в начале всасывания наименьшее давление (в Па) в камере должно быть

$$p_k = p_a - \rho g (\Delta z_1 - h_r - h_{ин} - h_{кл}), \quad (\text{VII.27})$$

где  $p_a = \rho_{вг} g H_a$  — атмосферное давление, Па;  $\rho_{в}$  и  $\rho$  — плотность воды и раствора, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\Delta z_1$  — геометрическая высота всасывания, м;  $h_r$  — напор, расходуемый на преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе, м;  $h_{ин}$  — напор, расходуемый на преодоление сил инерции жидкости на пути всасывания, м;  $h_{кл}$  — напор, расходуемый на преодоление гидравлических сопротивлений всасывающего клапана, м.

Определим составляющие этого уравнения.

1. Величина  $H_a$  определяется в зависимости от высоты над уровнем моря.

Высота над уровнем моря, м	0	300	500	1000	1500
$H_a$ , гПа	1033	990	970	920	860

2. Давление над поршнем во всасывающей полости не должно быть меньше упругости паров бурового раствора во избежание его закипания. Упругость паров воды и бурового раствора в зависимости от температуры показана в табл. VII.1.

3. Геометрическая высота всасывания  $\Delta z_1$ , т. е. разность уровней расположения жидкости в приемной емкости и верхней отметкой цилиндра, может быть положительна, отрицательна и равна нулю. Последнее будет в том случае, если цилиндр насоса располагается на одном уровне с жидкостью, находящейся в приемной емкости. Процесс всасывания происходит нормально, если высота уровня жидкости в приемной емкости выше, чем высота, на которой расположен цилиндр насоса: жидкость будет поступать самотеком к насосу. Поэтому важно знать допустимую высоту всасывания для данной циркуляционной системы.

4. Напор  $h_r$  (в м), расходуемый на преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе:

$$h_r = p_r / \rho g, \quad (\text{VII.28})$$

( $p_r$  — потери напора во всасывающем трубопроводе, Па).

5. Напор, расходуемый на преодоление гидравлических сопротивлений всасывающего клапана (в м):

$$h_{\text{кл}} = \frac{G + P_{\text{пр}}}{F_{\text{к}} \rho g}, \quad (\text{VII.29})$$

где  $G$  — вес клапана, Н;  $P_{\text{пр}}$  — усилие пружины, Н;  $F_{\text{к}}$  — площадь клапана,  $\text{м}^2$ .

6. Напор, расходуемый на преодоление сил инерции жидкости на пути всасывания  $h_{\text{ин}}$ . Так как значение этого напора велико, сначала следует определить ускорение столба раствора  $Q_{\text{ж}}$  и его массу  $m$ .

Скорость поршня

$$v_{\text{п}} = \omega R \sin \varphi.$$

Если скорость поршня  $v_{\text{п}}$ , ускорение поршня  $a_{\text{п}}$ , скорость жидкости во всасывающей трубе  $v_{\text{вс}}$ , а площадь поршня и всасывающей трубы соответственно  $F$  и  $F_{\text{вс}}$ , то

$$v_{\text{п}} F = v_{\text{вс}} F_{\text{вс}}. \quad (\text{VII.30})$$

Отсюда можно получить ускорение столба раствора (в  $\text{м}/\text{с}^2$ ):

$$a_{\text{ж}} = \frac{F}{F_{\text{вс}}} a_{\text{п}}. \quad (\text{VII.31})$$

Масса столба раствора во всасывающей линии (в кг)

$$m = F_{\text{вс}} l \rho \quad (\text{VII.32})$$

( $l$  — длина столба раствора, м).

Сила инерции  $P_{\text{ин}}$  столба раствора (в Н)

$$P_{\text{ин}} = m a_{\text{ж}} = \frac{F_{\text{вс}} l \rho F}{F_{\text{вс}}} a_{\text{п}} = l \rho F a_{\text{п}}. \quad (\text{VII.33})$$

Теперь определим возникающее вследствие действия инерционных сил раствора в трубопроводе добавочное давление  $p_{\text{ин}}$  (в Па):

$$p_{\text{ин}} = \frac{P_{\text{ин}}}{F_{\text{вс}}} = \frac{l \rho F a_{\text{п}}}{F_{\text{вс}}}. \quad (\text{VII.34})$$

Для определения силы инерции всасывающего клапана, заменив массу клапана  $G$  эквивалентной массой столба раствора длиной  $l_{\text{к}}$ , получим:

$$l_{\text{к}} = G / \rho g F_{\text{к}} \quad (\text{VII.35})$$

( $F_{\text{к}}$  — площадь клапана,  $\text{м}^2$ ).

Добавочное давление (в Па) в результате действия сил инерции столба раствора длиной  $l_k$

$$p_{ик} = \frac{\rho l_k F a_n}{F_k}. \quad (\text{VII.36})$$

Общая величина напора (в м), расходуемого на преодоление сил инерции раствора во всасывающем трубопроводе и клапане:

$$h_{ин} = \frac{p_{ин} + p_{ик}}{\rho g} = \frac{a_n F}{g} \left( \frac{l}{F_{во}} + \frac{l_k}{F_k} \right). \quad (\text{VII.37})$$

Из уравнения (VII.23)

$$a_n = \omega^2 R \cos \varphi,$$

тогда

$$h_{ин} = \frac{F}{g} \left( \frac{l}{F_{во}} + \frac{l_k}{F_k} \right) \omega^2 R \cos \varphi. \quad (\text{VII.38})$$

Потери напора в результате инерции имеют наибольшее значение при  $\varphi = 0$ .

## § 5. ТИПЫ БУРОВЫХ НАСОСОВ

Поршневые насосы с различными структурными схемами делятся на:

прямодействующие двустороннего действия, двухцилиндровые паровые;

приводные, двустороннего действия, двух- и трехцилиндровые;

одностороннего действия с тремя, пятью и шестью цилиндрами.

### Прямодействующие двухцилиндровые насосы

Насос состоит из гидравлической части, т. е. собственно поршневого двухцилиндрового насоса, и паровой горизонтальной двухцилиндровой поршневой машины.

Гидравлический и паровой цилиндры расположены на одной оси, а поршни укреплены на общем штоке. Подача раствора осуществляется попеременно то одним, то другим поршнем.

Этот насос весьма прост по конструкции, не требует каких-либо промежуточных трансмиссий, обладает гибкой характеристикой и большой равномерностью подачи, что позволяет применять насосы 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 в буровых установках не применяются. Они уступили место приводным.

## **Приводные поршневые насосы двустороннего действия**

С созданием мощных двигателей внутреннего сгорания, трансмиссий, способных передавать большие мощности, в буровых установках стали сначала применять приводные поршневые двухцилиндровые насосы двустороннего действия. Насос состоит из двух частей: гидравлической и трансмиссионной — приводной.

Приводная часть представляет собой кривошипно-шатунный механизм с ползуном, соединенным с зубчатым редуктором, снижающим частоту вращения коренного вала. Вращение и мощность от двигателя, установленного отдельно от насоса, передаются на трансмиссионный вал, а от него через зубчатую передачу на главный кривошипный вал.

Несмотря на сложную конструкцию, большую неравномерность подачи, достигающую 55% и более, эти насосы благодаря большой экономичности получили широкое распространение. Большая пульсация мгновенной подачи является результатом преобразования вращательного движения в возвратно-поступательном кривошипно-шатунным механизмом. Для уменьшения вредного влияния пульсации подачи эти насосы применяют с диафрагменными компенсаторами, амортизирующими колебание раствора.

## **Приводные поршневые насосы одностороннего действия**

Дальнейший прогресс техники бурения потребовал применения более мощных насосов (1000—1500 кВт), рассчитанных на длительную работу при высоких давлениях (30—40 МПа). В связи с этим были уменьшены диаметры поршней и увеличены диаметры штока (вместо 60—70 мм 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 двухцилиндрового насоса резко возросла, что усложнило его транспортировку и монтаж в промысловых условиях.

Эти обстоятельства привели к тому, что конструкторы вернулись к идее использования трехцилиндровых насосов.

В настоящее время применяются трехцилиндровые приводные поршневые насосы одностороннего действия. По сравнению же с двухцилиндровым насосом двустороннего действия трехцилиндровый насос одностороннего действия обеспечивает почти в 2 раза большую равномерность подачи, а при использовании диафрагменных компенсаторов сильно снижаются пульсации раствора, что обеспечивает высокие показатели работы.

Таблица VII.2

Показатели	Поршневой насос			
	Двухцилиндровый	Трехцилиндровый	Шестицилиндровый	
	Двустороннего действия		Одностороннего действия	
	Расположение кривошипов			
	90°	120°	120°	60°
Число камер нагнетания	4	6	3	6
Колебание подачи, %:				
выше среднего	24	5—7	5—12	6
ниже среднего	21—32	9—22	9—16	9
Полная амплитуда колебания подачи, %	45—56	14—29	14—28	15
Удельная масса, кг/кВт	25—28	20—22	10—15	13—15

Трехцилиндровые насосы имеют лучшее соотношение числа сменных быстроизнашивающихся деталей. Возможность быстрой смены поршней и втулок делает их более удобными в эксплуатации, а меньшая на 25—35% масса обеспечивает лучшую монтажеспособность, что очень важно, особенно для мощных насосов.

В табл. VII.2 приведены сравнительные характеристики буровых насосов различных типов, а в табл. VII.3 — число быстроизнашивающихся деталей насосов этих типов. Как видно из таблиц, трехцилиндровые насосы простого действия имеют много преимуществ.

Таблица VII.3

Быстроизнашивающиеся детали	Насос			
	Двустороннего действия		Одностороннего действия	
	Число цилиндров			
	три	два	шесть	три
Втулки	3	2	6	3
Манжеты поршня	6	4	6	3
Клапаны	12	8	12	6
Штоки	3	2	0	0
Сальники штоков	3	2	0	0

## § 6. КОНСТРУКЦИЯ БУРОВЫХ НАСОСОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

В настоящее время применяют буровые насосы двух видов: трехцилиндровые одностороннего действия и двухцилиндровые двустороннего действия.

Насосы состоят из двух основных частей: гидравлической и трансмиссионной. Конструктивно буровые насосы выполняются довольно разнообразно, но отдельные элементы насосов выполняются однотипно. Особенно это относится к трансмиссионной части. Коренной вал трансмиссионной части трехцилиндрового насоса имеет три кривошипа, а двухцилиндровые — два. Гидравлические части различаются числом цилиндров и клапанов и их расположением.

В трехцилиндровом насосе одностороннего действия в отличие от двухцилиндрового 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 трехцилиндрового насоса НБТ-600

Общий вид трехцилиндрового насоса завода «Баррикады» НБТ-600 показан на рис. VII.6, а.

Гидравлическая часть насоса состоит из всасывающего коллектора 1 и всасывающего компенсатора-колпака 2, гидравлической коробки 3, в которой размещены три цилиндра с поршнями, втулками и клапанами, сбрасывающей линии, предохранительного клапана, нагнетательного коллектора 4 с компенсатором высокого давления 5.

Вращение трансмиссионного вала 6 от двигателя передается клиноременной или цепной передачей. Гидравлическая коробка 3 прикреплена к станине 8 при помощи болтов. Насос смонтирован на раме-салазках 7.

На рис. VII.7, б показан разрез этого насоса. Буровой раствор поступает в нагнетательную камеру из всасывающего коллектора 1 через всасывающий клапан 2, при ходе вправо поршня со штоком 7. Последний соединен быстросъемным хомутом 8 с контрштоком 9, который соединен резьбой с ползуном 10. При ходе влево поршень выталкивает раствор из камеры через нагнетательный клапан 4 в напорный коллектор 5, на котором укреплен шаровой диафрагменный компенсатор 15.

Трансмиссионная часть насоса состоит из вала 13 с зубчатой шестерней, передающей вращение зубчатому колесу, укрепленному на коренном валу 14. На этом валу смонтированы на роликоподшипниках шатуны 11, соединенные пальцем с ползуном 10. Станина насоса 12 имеет съемную крышку и укреплена на раме-салазках.

Втулки цилиндров 6 крепятся к гидравлической коробке быстросъемным соединением, а крышки клапанов — зажимами 3.

### **Конструкция двухцилиндрового насоса У8-6МА2**

Двухцилиндровый буровой насос двустороннего действия У8-6МА2, выпускаемый Уралмашзаводом, показан на рис. VII.7.

Каждый цилиндр имеет две камеры. При ходе поршня вправо раствор из всасывающего коллектора поступает в переднюю камеру и наполняет ее, а из задней камеры при этом раствор через нагнетательный клапан выталкивается в нагнетательный коллектор с пневмокомпенсатором. 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 присоединяется к станине приводной части на шпильках. Каждый клапан имеет крышку для его осмотра и смены. В двухцилиндровом насосе клапаны располагают с внешней стороны цилиндров, что позволяет сблизить оси цилиндров.

Трансмиссионная часть насоса У8-6МА2 так же, как и насоса НБТ-600, имеет трансмиссионный вал, передающий через зубчатую пару вращение коренному валу, на котором смонтированы шатуны. Станина насоса укреплена на раме-салазках.

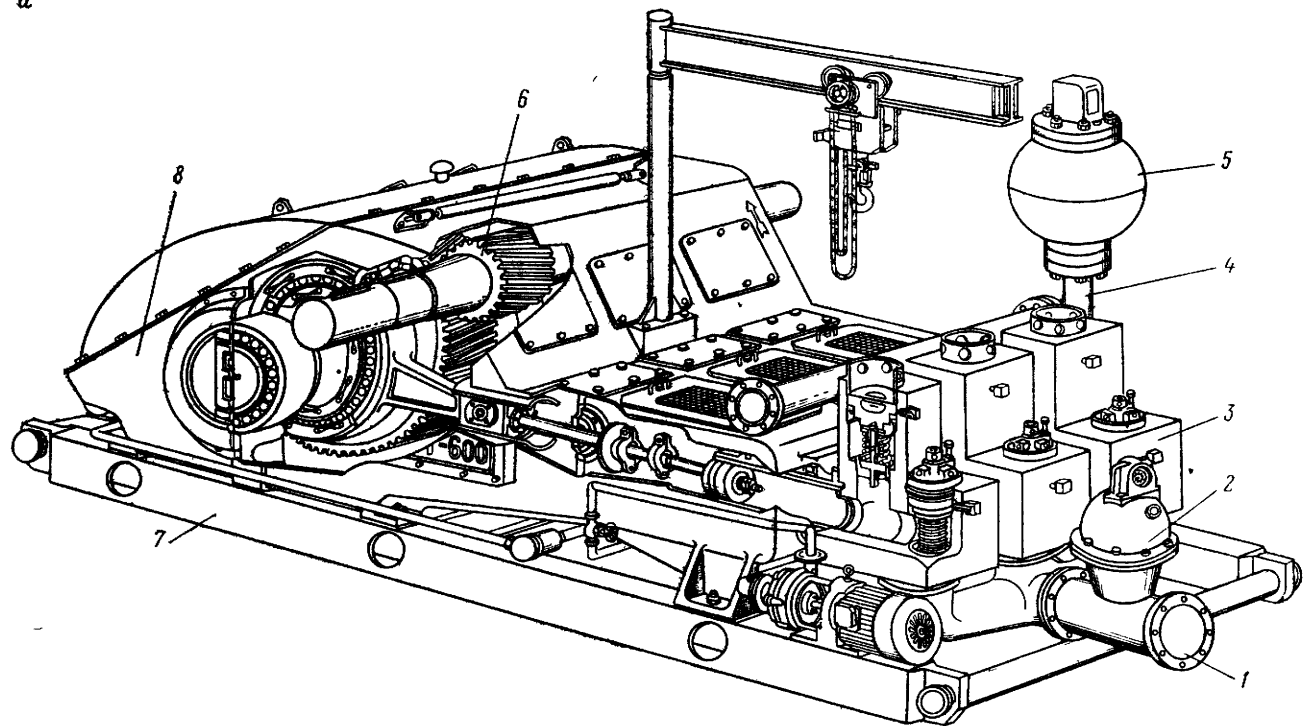
Основные характеристики буровых насосов, выпускаемых в Советском Союзе, приведены в табл. VII.4.

### **Трансмиссионная часть буровых насосов**

Трансмиссией 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.

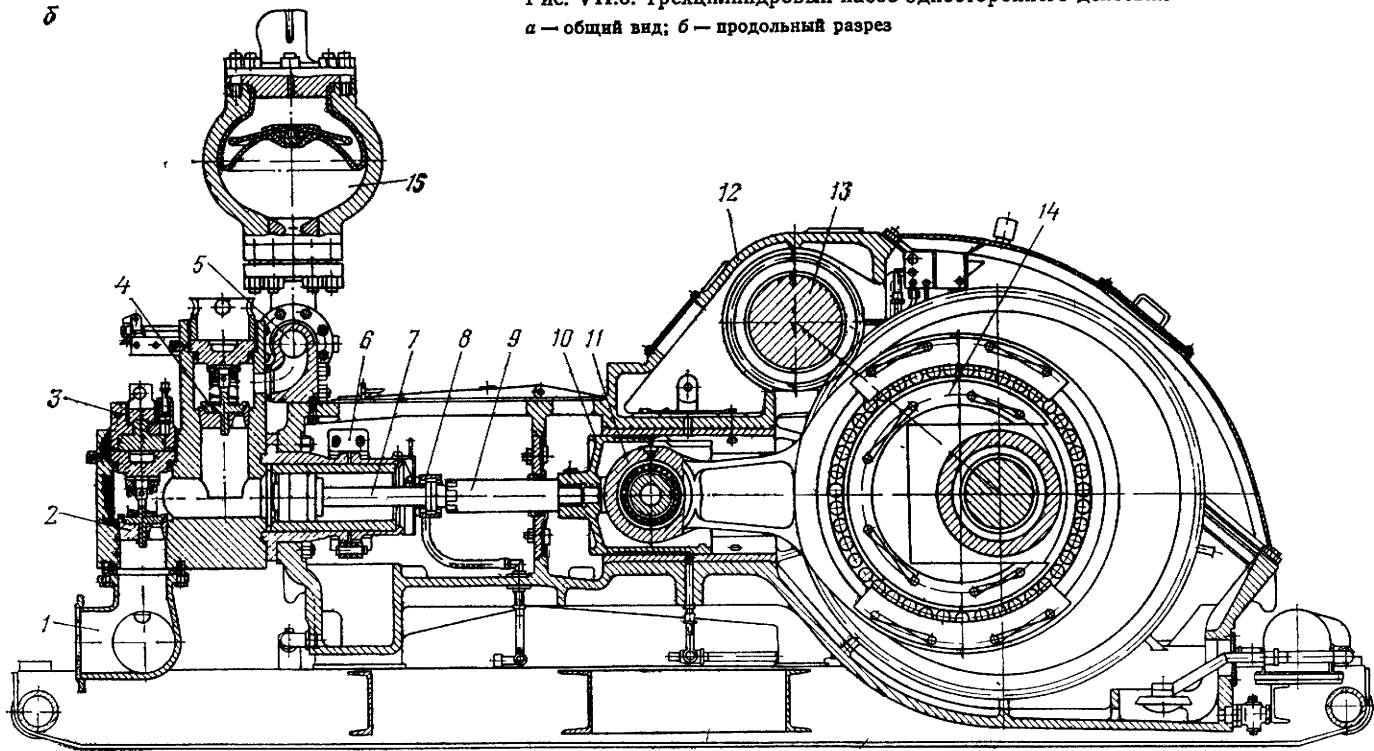
Трансмиссионная часть большинства буровых насосов состоит из литого или сварного корпуса, в котором смонтированы коренной вал в сборе с зубчатым колесом, узел трансмиссионного вала с шестерней и шкивом, шатун, ползун и промежуточный шток.

*a*



б

Рис. VII.6. Трехцилиндровый насос одностороннего действия НБТ-600·  
а — общий вид; б — продольный разрез



Конструкция трансмиссионной части играет очень важную роль в конструкции насосов, особенно двухцилиндровых двойного действия, так как она определяет ширину насоса, а следовательно, и его массу. Для насосов небольших мощностей (200—300 кВт) конструкция не имеет большого значения, так как небольшая масса их не влияет на монтажеспособность. Большая масса мощных насосов снижает их монтажеспособность.

На рис. VII.8, *а* показана схема двухцилиндрового насоса с двумя отдельными коренными валами 1 и 2 и двумя зубчатыми передачами. Такая конструкция проста в изготовлении, но из-за наличия щек коренных валов и двух центральных подшипников трансмиссионная часть имеет большую ширину.

На рис. VII.8, *б* показана схема двухцилиндрового насоса с одним кривошипным валом и одной зубчатой передачей, что значительно уменьшает ширину насоса. Однако наличие щек на коренном валу 1 нерационально увеличивает ширину насоса, а при одной зубчатой передаче трансмиссионный вал 2 должен иметь большую длину. Для обеспечения жесткости его приходится монтировать на четырех опорах, что усложняет конструкцию и изготовление.

При использовании эксцентров вместо кривошипов или колен ширина насоса сокращается и уменьшается его масса.

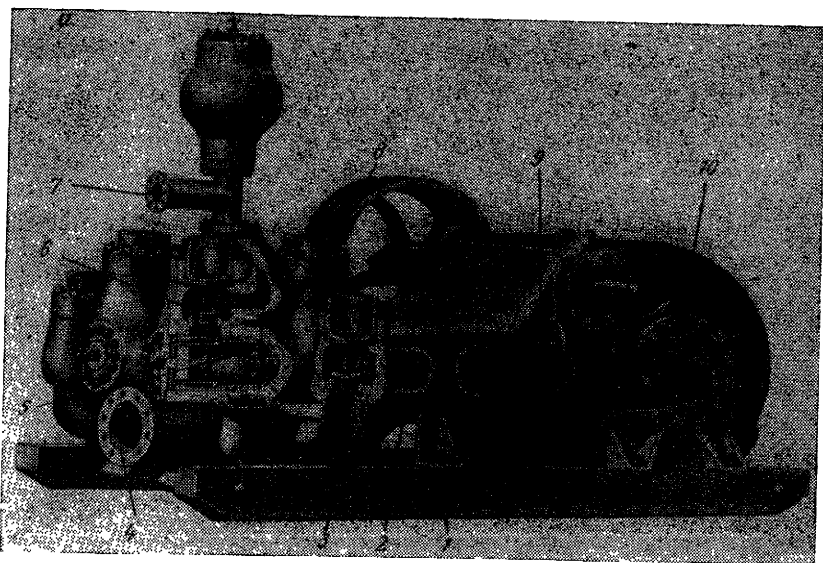


Рис. VII.7. Двухцилиндровый насос двустороннего действия У8-6МА2:

*а* — общий вид; *б* — разрез; 1 — рама-салазки; 2 — станина; 3, 6 — клапаны всасывающий и нагнетательный; 4 — трубопровод всасывающий; 5 — цилиндр с поршнем; 7 — трубопровод нагнетательный с компенсатором; 8 — трансмиссионный вал; 9 — ползун со штоком; 10 — кривошипно-шатунный механизм

б

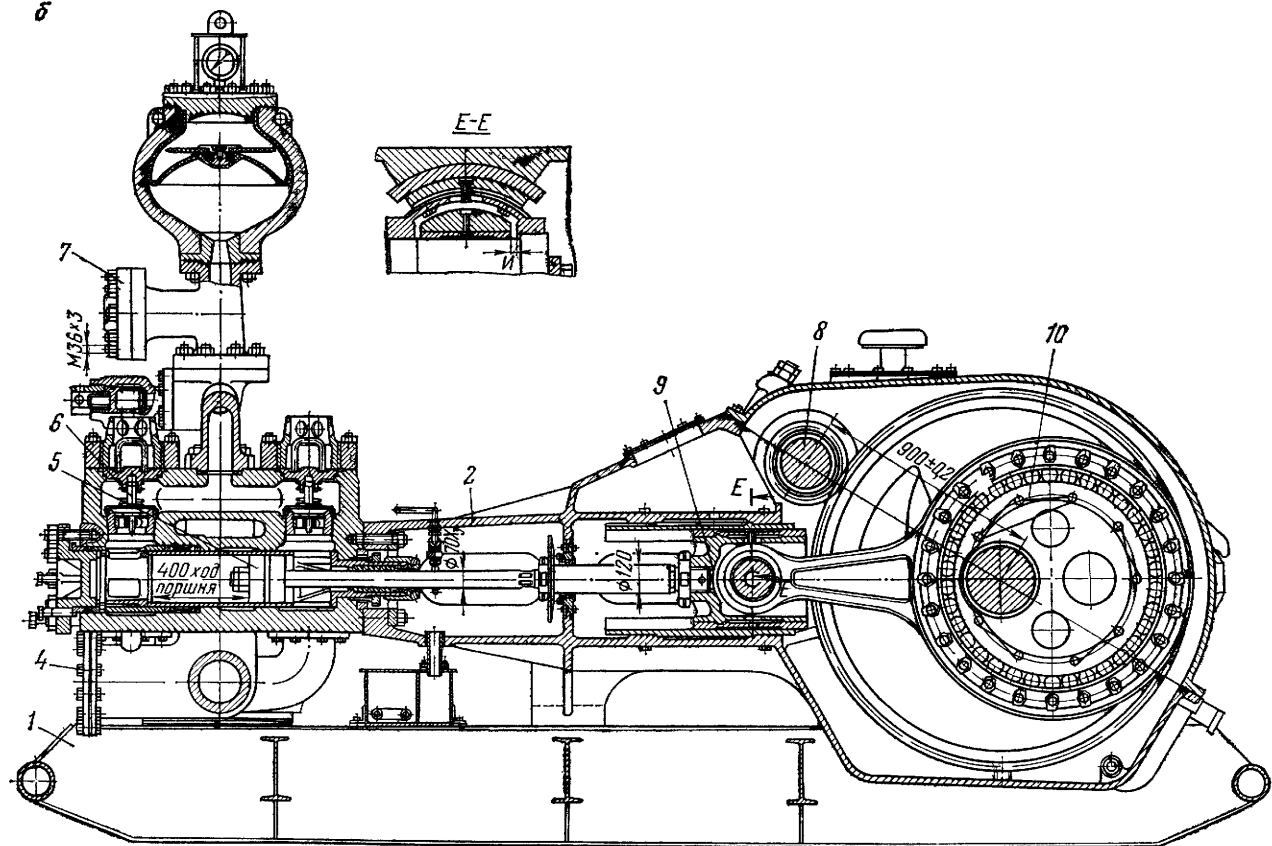


Таблица VII.4

Параметры	Завод «Баррикады»		Уралмашзавод				
	БРН-1	НБТ-600	У8-6МА2	У8-7МА2	УНБТ-800 НБ-45-302-750	УНБТ-950	УНБТ-1180
Мощность, кВт:							
полезная	330	540	500	710	720	855	1060
механическая	365	600	585	850	800	950	1180
Число цилиндров	2	3	2	2	3	3	3
Число камер	4	3	4	4	3	3	3
Число двойных ходов поршня в 1 мин	72	135	66	66	135	125	125
Длина хода поршня, м	0,3	0,25	0,4	0,4	0,25	0,3	0,3
Диаметр цилиндрических втулок, м:							
наибольший	0,18	0,18	0,20	0,20	0,18	0,18	0,18
наименьший	0,13	0,12	0,13	0,14	0,13	0,14	0,14
Теоретическая подача на один оборот кривошипного вала, л:							
наибольшая	28,5	19,0	46,2	46,2	18,4	22,1	22,1
наименьшая	13,95	8,4	17,3	20,6	9,95	13,8	13,8
Подача насоса, л/с:							
наибольшая	34,8	42,9	50,9	50,9	41,4	46,0	46,0
наименьшая	16,4	19,1	18,9	22,7	22,4	28,8	28,8
Давление нагнетания, МПа:							
наименьшее	9,8	11,3	9,6	14,2	17,0	19,0	24,0
наибольшее	20	25,0	25	32	32,0	32,0	40,0
Диаметр штока, мм	65	65	80	80	70	60	60
Частота вращения трансмис- сионного вала, об/мин	330	425	325	337	412	566	566
Передаточное отношение редук- тора насоса	4,148	3,152	4,92	5,11	3,05	4,53	4,53
Нагрузка на шток, кН	270	290	300	446	430	490	615
Диаметр клапана, мм		145	145	145	135	145	145
Диаметр трубопровода, м:							
всасывающего	0,200	0,200	0,275	0,275	0,23	0,23	0,23
нагнетательного	0,095	0,095	0,109	0,125	0,1	0,1	0,1
Габаритные размеры, м:							
длина	4,16	4,40	5,0	5,34	4,47	5,55	5,55
ширина	2,427	2,72	3,0	3,34	2,98	3,25	5,40
высота	2,71	1,64	3,24	3,4	2,20	3,25	3,40
Масса насоса со шкивом, т	13,2	19,0	27,7	37,3	22,4	22,7	23,5

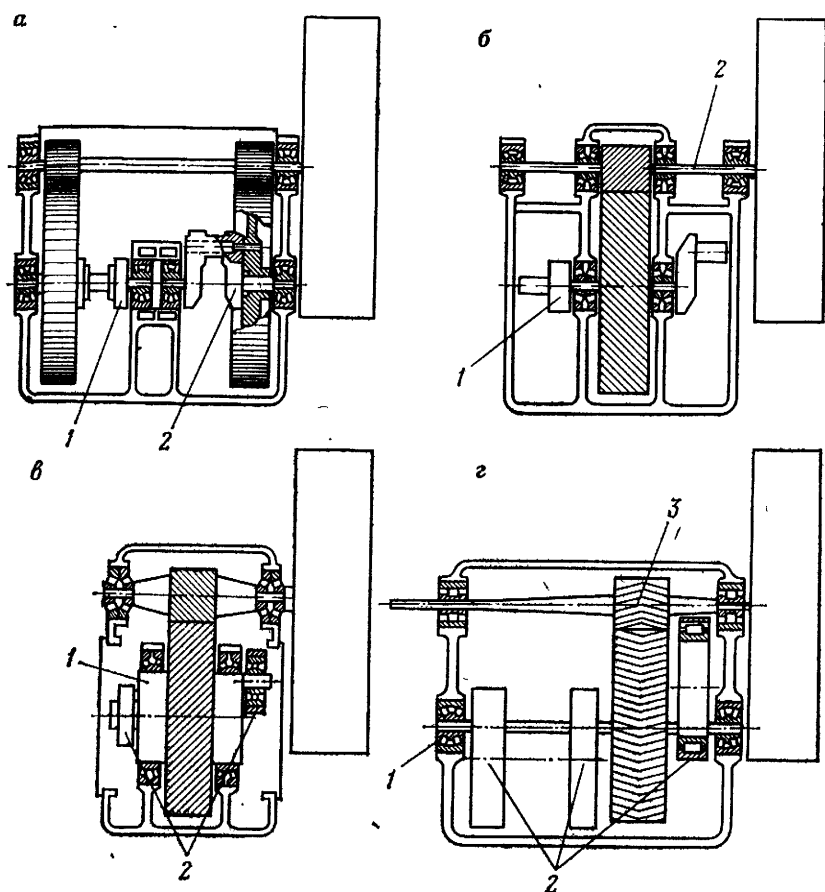


Рис. VII.8. Схемы трансмиссионных частей буровых насосов

На рис. VII.8,в приведена схема насоса с коренным валом 1 и креплением его в станине на подшипниках качения, установленных на его эксцентриках. Такой монтаж обеспечивает надежное крепление вала, так как диаметры подшипников больше, чем в конструкциях с консольным расположением шатунов на кривошипах. Шатуны 2 крепятся на эксцентриках, в связи с чем значительно уменьшается ширина насоса, так как на валу нет щек. Такая конструкция позволяет крепить трансмиссионный вал на двух подшипниках, а не на четырех. Необходимая жесткость этого вала обеспечивается увеличением его диаметра.

На рис. VII.8,г показана схема трехцилиндрового насоса с креплением трех шатунов 2 на эксцентриках коренного вала 1. Ввиду сложности монтажа в этих насосах используют схему с расположением опорных подшипников на концах вала и од-

ной зубчатой передаче  $z$  между ними. Эксцентрики и оси цилиндров расположены на равном расстоянии. Общая ширина насоса определяется шириной гидравлической части.

Масса и габаритные размеры современных двухцилиндровых горизонтальных буровых насосов двустороннего действия мощностью 700—1000 кВт намного меньше, чем масса и габаритные размеры насосов старых конструкций. Это достигнуто в результате усовершенствования приводной части и увеличения числа ходов с 50 до 65, а масса трехцилиндровых насосов одностороннего действия на 30—35% меньше, чем двухцилиндровых.

На рис. VII.9 показан коренной вал в сборе двухцилиндрового насоса. Привод осуществляется от косозубой цилиндрического колеса, насаженного на коренной вал, который установлен на двух роликовых опорах. Мотылевые головки шатунов смонтированы на двухрядных конических роликоподшипниках.

Конструкция трансмиссионной части трехцилиндрового насоса показана на рис. VII.10. Коренной вал укреплен в корпусе на конических роликоподшипниках, установленных на концах вала. Литой эксцентриковый барабан укреплен на валу на шпонке и посадке. Шатуны смонтированы на эксцентриках на двухрядных конических роликоподшипниках. Коренной вал смонтирован в корпусе также на двухрядных конических роликоподшипниках, а шатуны на двухрядных сферических роликоподшипниках. Такой монтаж позволяет некоторую самоустановку шатуна при переносе 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.

На рис. VII.11 показана трансмиссионная часть трехцилиндрового насоса в разобранном виде, с литым коренным валом, шевронной зубчатой передачей и разъемным шатуном.

## Конструкция элементов трансмиссионной части

*Станина* является основной, наиболее сложной и дорогой деталью буровых насосов. Она представляет собой металлический коробчатый корпус, соединяющий трансмиссионную и гидравлические части. Станины изготовляют литыми из стали 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 меньшие толщину стенок и массу. В мощных насосах для облегчения их применяют сварные станины, в менее мощных — литые из высокопрочных чугунов.

Рис. VII.9. Коренной вал двухцилиндрового бурового насоса в сборе:

1 — вал; 2 — подшипники; 3 — шатун; 4 — зубчатое колесо

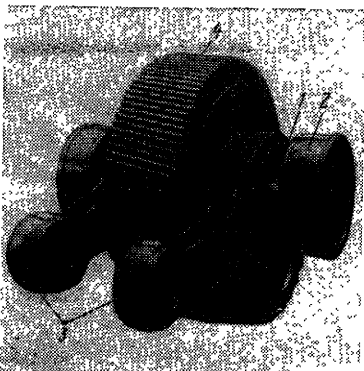
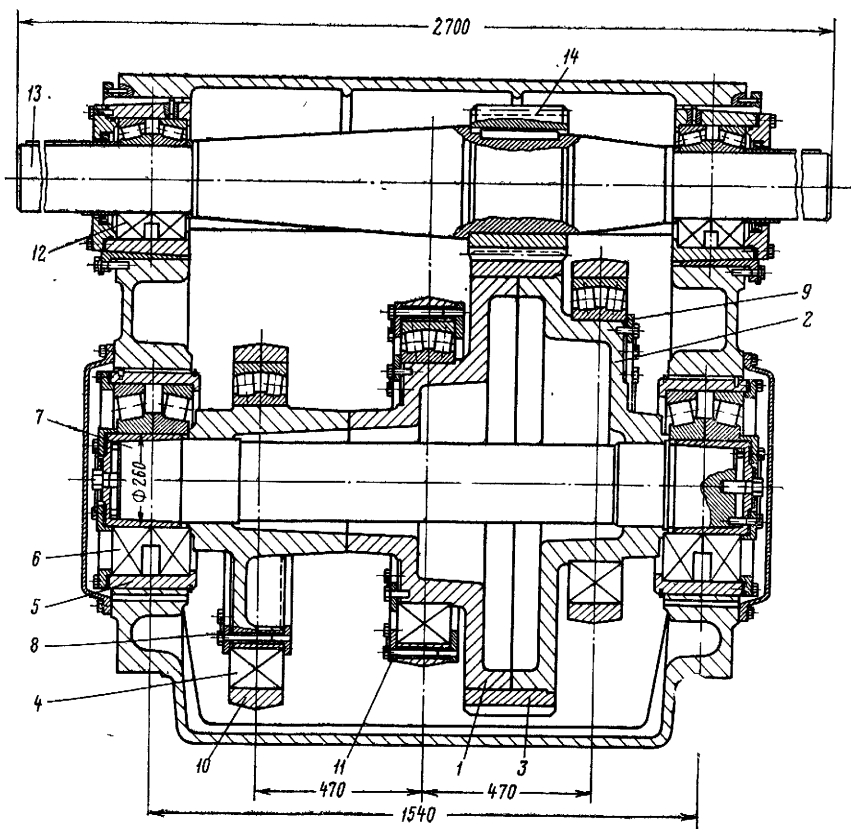


Рис. VII.10. Трансмиссионная часть бурового трехцилиндрового насоса НБТ-600:

1, 2 — эксцентриковые барабаны вала; 3 — зубчатое колесо; 4 — подшипник шатуна; 5 — стакан; 6 — подшипник; 7 — вал; 8, 9, 11 — секторы крепления подшипников шатунов; 10 — шатун; 12 — подшипник трансмиссионного вала; 13 — трансмиссионный вал; 14 — шестерня



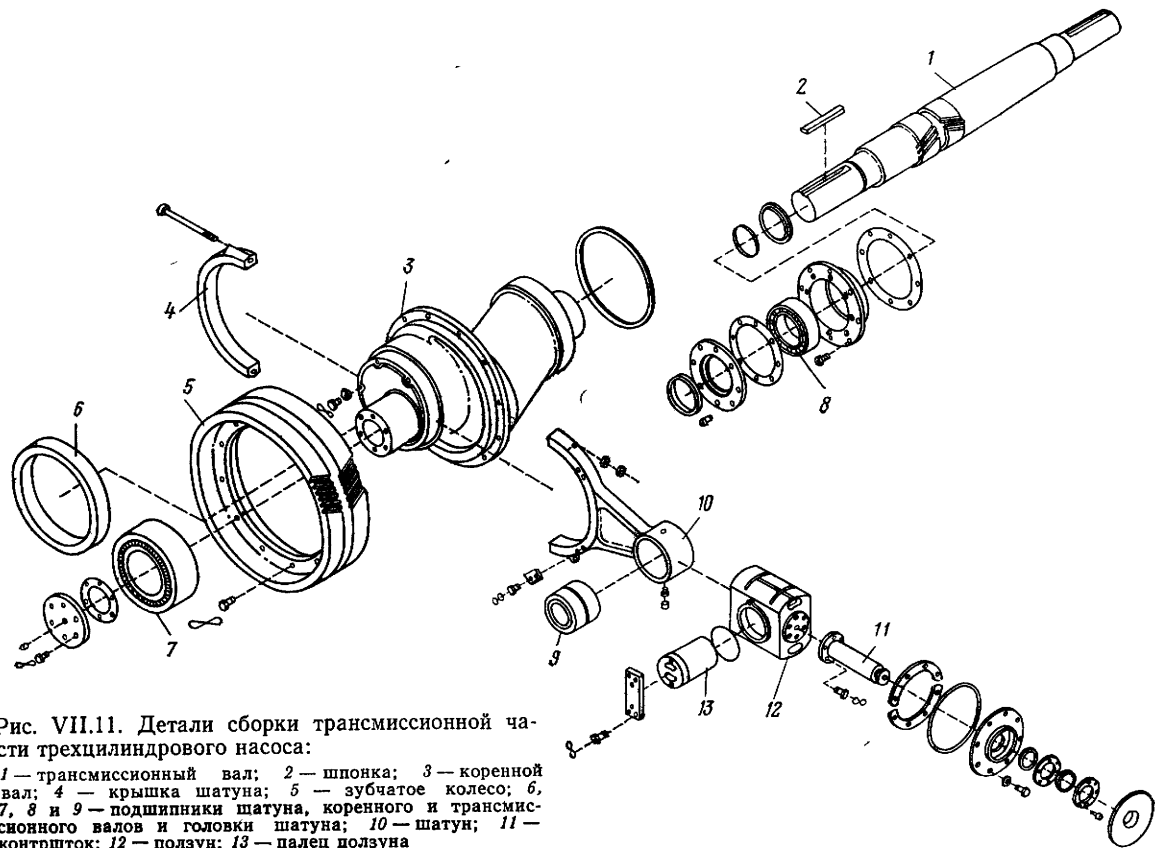


Рис. VII.11. Детали сборки трансмиссионной части трехцилиндрового насоса:

1 — трансмиссионный вал; 2 — шпонка; 3 — коренной вал; 4 — крышка шатуна; 5 — зубчатое колесо; 6, 7, 8 и 9 — подшипники шатуна, коренного и трансмиссионного валов и головки шатуна; 10 — шатун; 11 — контршток; 12 — ползун; 13 — палец ползуна

Крышки сварной станины трехцилиндрового бурового насоса изготавливают 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, запорной 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 применяют передачи, редуцирующие частоту вращения в 5—20 раз. Такую редукцию осуществлять в одной передаче нерационально, 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 отношение 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—7°) 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  $u=3,0\div 5,5$ . Модуль зубчатой передачи 8—14 мм. Зубчатые венцы изготавливают из легированных хромоникелевых сталей марки 40ХН или 38ХМ с поверхностной закалкой зуба токами высокой частоты до твердости HRC 54÷57.

Для косозубых передач на трансмиссионных и кривошипных 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 применяют редко.

В некоторых случаях при монтаже буровой установки требуется размещать приводной шкив справа или слева от

насоса; для этого трансмиссионные валы изготовляют 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, шатуном, ползунов и промежуточных штоков.

Коренные валы изготовляют коваными (коленчатые и кривошипные) или литыми (эксцентровые, пальцевые). Коленчатые валы в крупных современных насосах не применяют. Кривошипный вал насоса состоит из вала, на который насажено косозубое колесо. На цилиндрические поверхности вала двухцилиндрового насоса насажены кривошипы под углом  $90^\circ$  друг к другу, а в трехцилиндровых — под углом  $120^\circ$ . На мотылевых шейках кривошипа монтируют головки шатунов на сдвоенных конических роликоподшипниках, закрытых крышкой. Коренной вал монтируют на двух опорах, состоящих из двух сдвоенных конических или сферических роликоподшипников.

Эксцентрики валов отливают из стали марки 35Л или легированных высокопрочных чугунов с добавкой никеля, хрома, ванадия и др. Зубчатый венец обычно насадной. В первых конструкциях насосов с эксцентриками валов шатуны монтировали на подшипниках скольжения, но такие насосы широко не применяли из-за сложности изготовления и ремонта подшипника большого размера, небольшой их долговечности и необходимости применять бронзу для изготовления вкладышей.

Подшипники качения применяют роликовые двухрядные конические, сферические, игольчатые и однорядные конические и цилиндрические, обеспечивающие сроки службы не менее 10000 ч. Для крепления коренного вала применяют двухрядные конические роликоподшипники, так как они имеют небольшую ширину, большой диаметр и достаточную работоспособность.

Подшипники, устанавливаемые в мотылевую часть шатуна, двухрядные конические или сферические, обеспечивающие восприятие радиальных и осевых усилий и компактность конструкции. Для лучшего восприятия действующих на коренной вал бурового насоса толчкообразных нагрузок подшипники собирают с предварительным натягом.

Эксцентровые коренные валы и трансмиссионные валы устанавливают на цилиндрических, однорядных или двухрядных конических или сферических роликоподшипниках.

Для восприятия осевой нагрузки, создаваемой косозубыми колесами, на трансмиссионном валу используют двухрядные конические роликоподшипники. Сферические роликоподшипники устанавливают при больших расстояниях между опорами для компенсации прогибов вала.

На пальце ползуна в мощных насосах применяют двухрядные игольчатые роликоподшипники, которые воспринимают

большую нагрузку. Для удобства демонтажа подшипников должна предусматриваться возможность захвата каждого кольца подшипника съемником, для чего кольцо выступает над поверхностью бурта или заплечика, в который оно упирается.

Подшипники скольжения используют в головках шатунов насосов малых и средних мощностей. Шатуны буровых насосов изготавливают коваными или литыми из стали с целой или разъемной мотылевой головкой.

Ползуны в буровых насосах применяют для того, чтобы направлять промежуточный шток и освободить его от действия тангенциальных усилий, возникающих на головке шатуна, и не связывать ее 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 станины 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. Пальцы необходимо периодически осматривать и подтягивать в период эксплуатации.

Передняя часть корпуса ползуна имеет резьбовое отверстие, в которое ввинчивается или крепится болтами удлинитель штока, соединяемый далее при помощи конусной или цилиндрической посадки со штоком поршня. Все резьбовые соединения штока при помощи контргайк надежно заstopориваются от отвинчивания.

На рис. VII.12 показан составной шток насоса двойного действия.

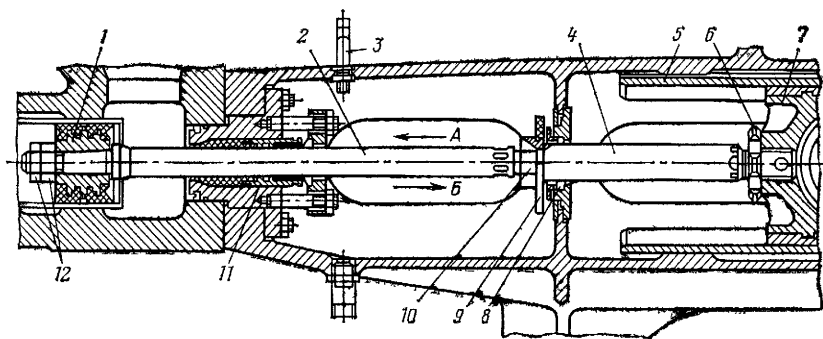


Рис. VII.12. Составной шток насоса двустороннего действия:

1 — поршень; 2 — шток; 3 — труба для поливки; 4 — удлинитель; 5 — накладка станины, 6 — контргайка; 7 — ползун; 8 — уплотнение удлинителя; 9 — диск отражатель; 10, 12 — гайка и контргайка; 11 — уплотнитель штока

Приводной клиноременный шкив или цепное колесо устанавливают на консоли трансмиссионного вала. Шкивы обычно изготавливаются из чугуна с 12—20-ю канавками для клиновидных ремней профилей *Г*, *Д* или *Е*. На валу они крепятся конусной или цилиндрической посадкой и шпонкой. Стальные литые или сварные шкивы применяют редко. Цепные колеса изготавливают коваными или литыми из стали.

Смазка зубчатой передачи и всех трущихся элементов трансмиссии насоса осуществляется централизованно масляным насосом 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 собираются скребком с поверхности зубчатого колеса или шестерни (подшипники трансмиссионного вала и мотылевые, направляющие ползуна и его палец). Подшипники качения, располагающиеся в изолированных камерах, смазываются мазями (трансмиссионный вал, мотылевые подшипники).

В мощных насосах смазка подается автоматическими при помощи масляных насосов. Для смазки сальника контрштока масло подводится от масляного насоса.

Штоки поршня обмываются водой или маслом, подаваемым другим смазочным насосом, приводимым индивидуальным электродвигателем. Смазочный агрегат встраивается в буровой насос. Применение масла вместо воды для обмывки штоков увеличивает срок их службы в несколько раз.

### Гидравлическая часть насоса

В гидравлической части бурового насоса происходит передача энергии от поршней к жидкости. Гидравлические части выполняются по различным схемам и отличаются по конструкции. Они различаются положениями всасывающего и нагнетательного клапанов — несоосное в разных коробках или соосное в одной, а также конструкцией элементов крепления втулки, поршня и штока.

На рис. VII.13 приведены конструкции гидравлических частей трехцилиндрового насоса одностороннего действия. В первом случае всасывающий и нагнетательный клапаны расположены ступенчато и имеют различные крышки. Втулка и поршень закреплены на быстроръемных устройствах, благодаря чему осмотр и смена этих элементов достаточно просты и не требуют много времени. Недостатком конструкции являются удлиненные каналы всасывающего и нагнетательного клапанов.

Во втором случае клапаны расположены соосно, и извлечение всасывающего клапана и седла, а также смена втулки слож-

нее. Преимуществом этой конструкции являются короткие каналы и небольшой объем мертвого пространства.

Основными элементами гидравлической части бурового насоса являются клапанная коробка, всасывающий и нагнетательный коллекторы, цилиндрические втулки, поршни, штоки и клапаны. В двухцилиндровых насосах двустороннего действия гидравлические коробки более сложны, чем в трехцилиндровых одностороннего действия.

Конструкция 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 гидравлической части.

Гидравлическая коробка может быть литой из стали, кованой и сварной из отдельных элементов (рис. VII.14). Достоинствами кованой коробки являются простота изготовления, небольшая масса при больших давлениях насоса.

В гидравлических коробках двухцилиндровых насосов цилиндры изготавливают литыми вместе с клапанными коробками из качественной углеродистой стали с толщиной стенок 20—30 мм. В клапанных коробках двухцилиндровых буровых насосов нагнетательные клапаны располагаются или над гидравлическим цилиндром, или с небольшим смещением относительно его оси. Всасывающие клапаны находятся снизу 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* буровых насосов являются наиболее ответственными сменными деталями насоса. Для каждого насоса предусматривается комплект втулок, отличающихся внутренними диаметрами, что позволяет осуществлять ступенчатое регулирование подачи насоса. Большое число промежуточных подач позволяет улучшить использование мощности буровых 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

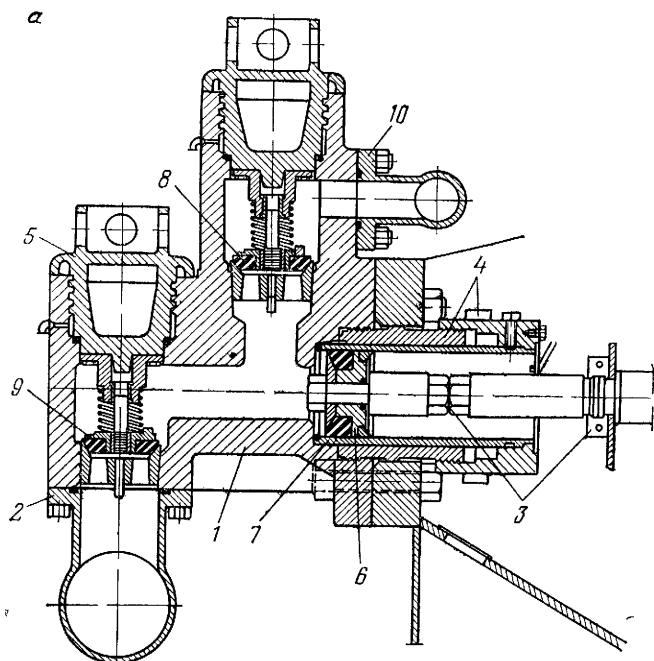


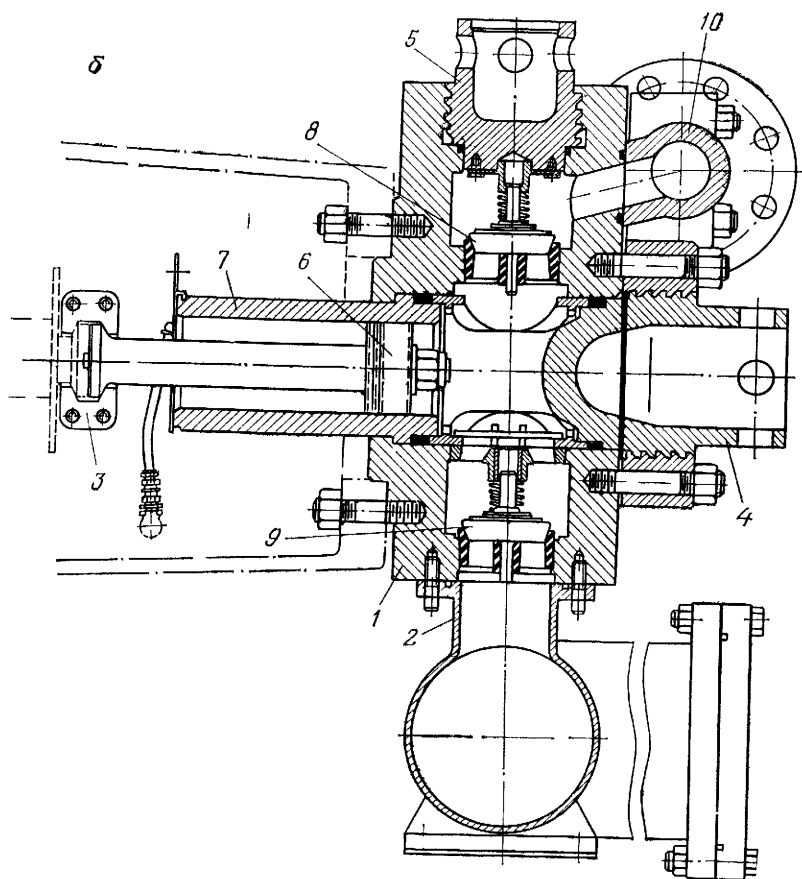
Рис. VII.13 Гидравлическая часть насоса одностороннего действия с различными клапанными коробками:

*a* — несосное (ступенчатое) расположение клапанов насоса НБТ-600; *б* — сосное расположение клапанов насоса УНБТ-800; 1 — гидравлическая коробка; 2, 10 — всасывающий и нагнетательный коллекторы; 3, 4 — крепление штока и втулки; 5 — крышка клапанной коробки; 6 — поршень и шток; 7 — втулка; 8, 9 — нагнетательный и всасывающий клапаны

износа внутреннюю поверхность втулки тщательно шлифуют. Поверхностная твердость внутренней части втулки очень высокая.

Для насосов, работающих при высоких давлениях (более 20 МПа), цилиндрические втулки изготовляют «двухслойными», т. е. внутренняя часть из высокохромистых сталей или отбеленных чугунов типа 260×28 с содержанием хрома 27—30%, марганца до 1% и других легирующих элементов. После термической обработки поверхность зеркала цилиндра имеет твердость НРС 65. Наружная часть втулки изготовляется из конструкционных углеродистых сталей.

Такие втулки изготавливаются 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. Некоторые зарубежные фирмы наносят на внутреннюю поверхность трения стальной втулки слой металлического хрома толщиной 0,6—0,7 мм.



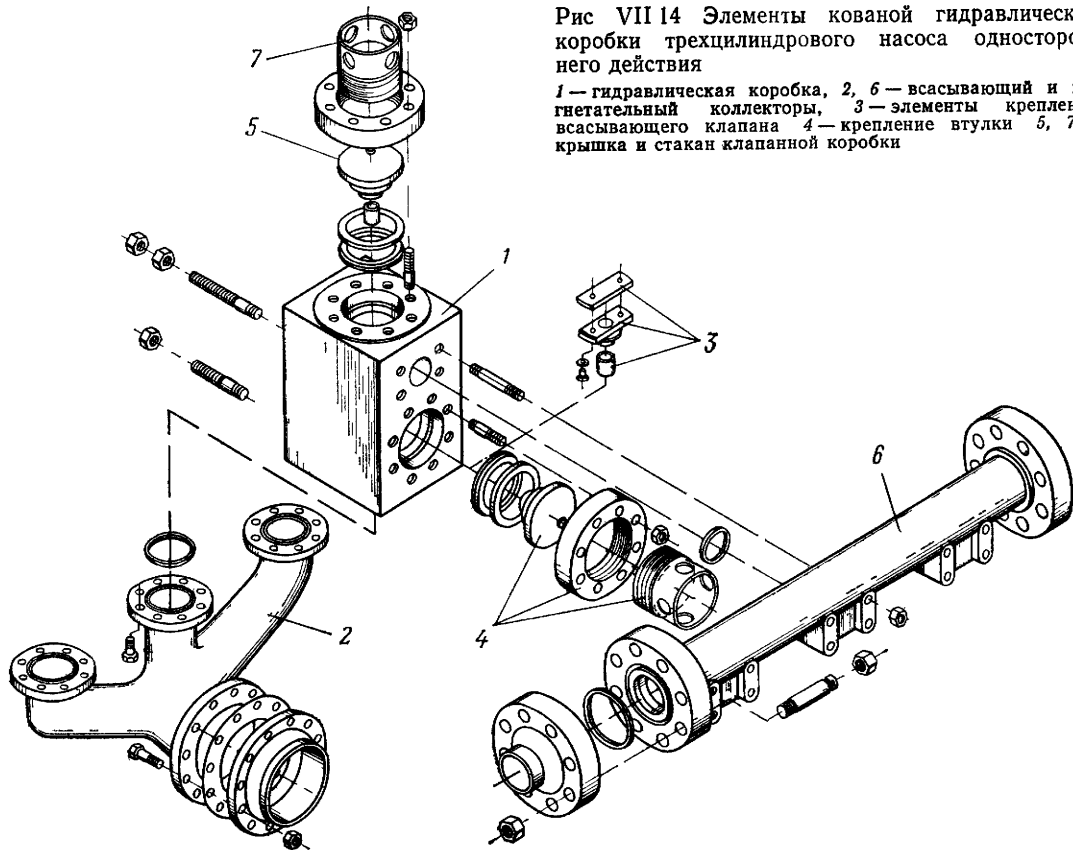
Благодаря этим мероприятиям поверхность трения цилиндра долго сохраняет хорошее состояние при высоких давлениях, хорошо сопротивляется коррозии, что также благоприятно влияет на долговечность поршней насоса.

*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 уплотнения должна допускать быструю и легкую смену втулки и обладать необходимой долговечностью.

Сложность конструкции этого узла в насосах двойного действия заключается в том, что необходимо осуществить уплотнение и крепление 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

Рис VII 14 Элементы кованой гидравлической коробки трехцилиндрового насоса одностороннего действия

1 — гидравлическая коробка, 2, 6 — всасывающий и нагнетательный коллекторы, 3 — элементы крепления всасывающего клапана 4 — крепление втулки 5, 7 — крышка и стакан клапанной коробки



сила трения поршня о втулку, действующая в противоположном направлении. Поэтому в насосах одностороннего действия уплотняющий элемент втулки устанавливают 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 отверстие, 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 лучшим является независимое крепление втулки от поджимного устройства для подтягивания уплотнения.

Уплотнение втулок цилиндра осуществляется резиновыми и резинометаллическими кольцами различных конструкций. Такое уплотнение состоит из двух металлических колец и резиновых манжет.

Крышки цилиндров обычно изготовляют из литой стали с ребрами жесткости и крепят на шпильках к гидравлической коробке. Крышки уплотняются при помощи прокладок или манжетных сальников из резины или пластмассы. Прокладки закладываются в выточки, исключаящие их выжимание под действием давления жидкости.

*Поршень* бурового насоса не только обеспечивает уплотнение и длительную службу, 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 всякой 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 диа-

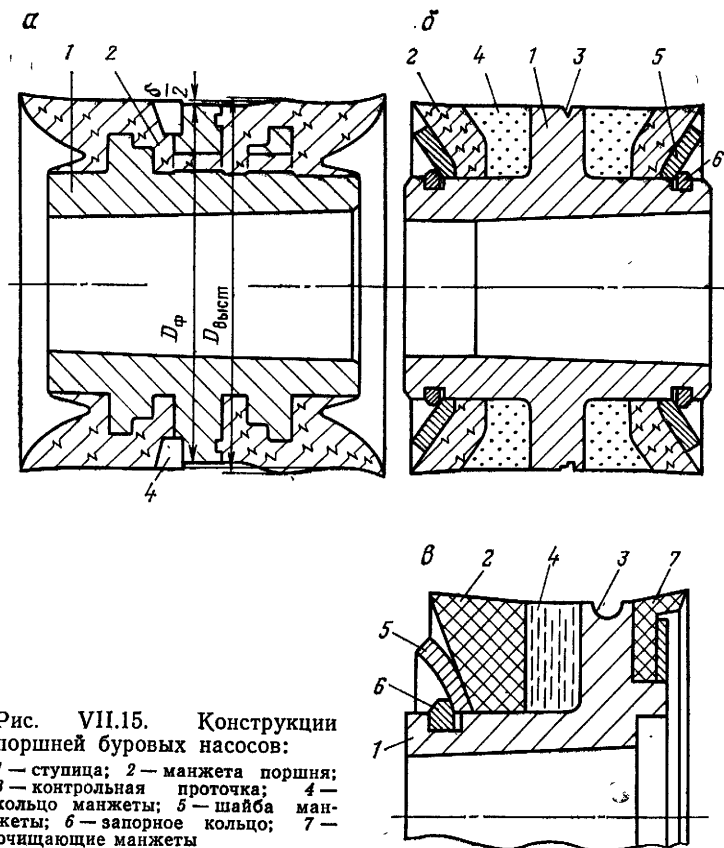


Рис. VII.15. Конструкции поршней буровых насосов:

1 — ступица; 2 — манжета поршня; 3 — контрольная проточка; 4 — кольцо манжеты; 5 — шайба манжеты; 6 — запорное кольцо; 7 — очищающие манжеты

метра 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.15, а) состоит из металлического сердечника и привулканизированных к нему с двух сторон уплотняющих манжет. Для увеличения прочности соединения резины с металлом на сердечнике имеются фигурные проточки. Недостатком поршней такой конструкции является необходимость смены всего поршня при износе резиновой его части. В поршнях такой конструкции манжеты изготовляют из синтетической маслонептестойкой резины с твердостью по Шору 80÷90.

На рис. VII.15, б показан поршень с комбинированными сменными уплотняющимися манжетами. Они состоят из двух раздельных или прочно свулканизированных между собой частей: уплотняющей, изготовленной из полиуретана или маслостойкой

синтетической резины, и резино-тканевой основы. Эти поршни широко применяются в практике. Их преимуществом является возможность смены манжет без снятия сердечника со штока.

На рис. VII.15, в приведен поршень насоса одностороннего действия с обратной очищающей манжетой. Тыльная часть — резино-тканевая с подкладкой из полиуретана или резины. Конструкция обеспечивает большую устойчивость манжеты и ее смену при ремонтах. Уплотнение внутренней части осуществляется сжатием шайбой торца манжеты. Поршень со стороны штока иногда снабжают манжетой для очистки цилиндра.

*Шток* бурового насоса, присоединяемый одним концом к контрштоку, 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, чем диаметр штока поршня. Длина штока зависит от 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 на нем нарезана резьба или фланец для соединения с контрштоком или ползуном, а с другой стороны имеются цилиндрическая или конусная часть для посадки и крепления поршня. На теле штока делают треугольные шлицы, лыски или шестигранник 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 малых конусностях 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 изготовляются из цементуемых легированных сталей марки 12ХН4 или 20ХН3А либо из закаляемых конструкционных сталей марок 40Х, 40ХН, 38ХЩЮН с нагревом токами высокой частоты и закалкой только поверхности на глубину 2—5 мм до твердости НRC 52÷58. Твердость сердцевины штока HB 280÷320.

В насосах одностороннего действия штоки изготовляют 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 давления между штоком и набивкой бóльшего, 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 совершается 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 большую продолжительность срока службы как манжеты, так и штока. Начальное обжатие штока должно быть таким, чтобы обеспечить 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 насоса шток должен обмываться 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 из бачка, устанавливаемого над насосом.

Для уплотнения штоков при низких давлениях применяют резиново-тканевые кольца, при высоких давлениях — различные комбинированные сальники, состоящие из резиновых колец с металлическим каркасом. В современных буровых насосах для уплотнения штоков при давлениях 20—40 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 4—8 манжет, однако при работе больше изнашиваются первые две манжеты. Сальники этого типа не требуется сильно затягивать.

Уплотняемую часть манжет обычно изготавливают из маслонептестойкой синтетической резины твердостью по Шору 85 — 95 или из различных пластмасс.

Клапаны в буровых насосах применяют только тарельчатые.

Клапан (рис. VII.16) состоит из седла 1, тарелки со штоком 2, уплотняющего кольца 3, элементов его крепления 4 и пружины 5. Уплотняющая поверхность коническая с углом наклона  $30-45^\circ$ .

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 изготовляют одинаковыми по конструкции и размерам.

Тарелка клапана снабжается направлением, обеспечивающим точную посадку на седло одновременно по всей поверхности посадочного пояса; для увеличения опорной поверхности тарелка клапана нижней плоскостью одновременно садится на ребра седла.

Наиболее ответственным элементом, определяющим долговечность клапана, является сопряжение уплотняющего элемента посадочных поверхностей седла и тарелок. Пластические материалы и резины при всестороннем сжатии жидкостью почти не меняют своего объема, но легко меняют форму и заполняют свободное пространство под действием разности давлений.

Если тарелка клапана садится на седло раньше, чем уплотняющее кольцо, то раствор, прорываясь в щель клапана, быстро размывает металлические посадочные поверхности. Если же уплотняющее кольцо садится на седло ранее тарелки, то под действием давления пластичный материал будет вдавлен в щель и быстро разрушится его уплотняющая кромка. Поэтому в настоящее время уплотняющие кольца клапанов для высоких давлений делают большого сечения со скругленными краями из жестких пластмасс (полиуретана) или синтетических резин, иногда армированных тканью.

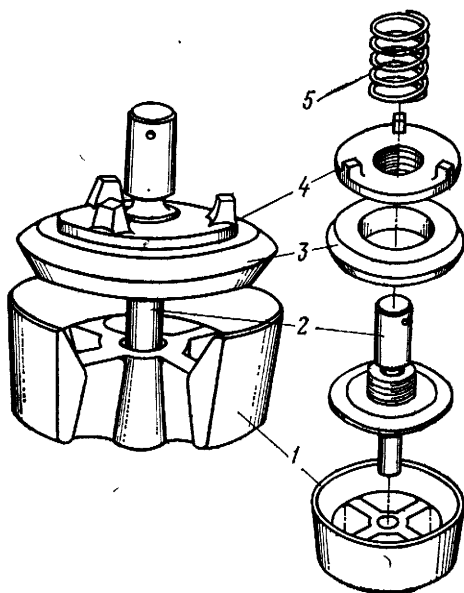


Рис. VII.16. Клапан бурового насоса и его элементы

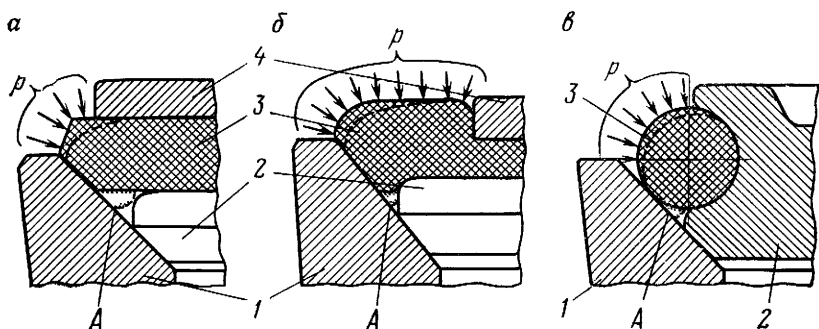


Рис. VII.17. Конструкции сопряжений уплотняющих элементов клапанов:  
*а* — с кольцом одной толщины; *б* — со свободным кольцом; *в* — с кольцом круглого сечения; 1 — седло; 2 — тарелка; 3 — уплотняющее кольцо; 4 — нажимной диск

На рис. VII.17 приведены различные уплотняющие элементы клапанов, где *A* — деформируемая часть уплотнительного кольца под действием давления  $p$ . Для уменьшения износа уплотняющих поверхностей тарелки клапанов и седла их термически обрабатывают либо по всему объему, либо только посадочные поверхности с нагревом токами высокой частоты или цементуют и закаливают. Закалка с нагревом производится на глубину 2—4 мм. Твердость клапана HRC 55÷60. Для клапанов применяют закаляющиеся конструкционные стали марок 40XHM, 40XC, 38XCT и др. При цементации применяют низкоуглеродистые конструкционные стали марок 20Г, 18XГТ, 20XНЗ и др. Для изготовления седел клапанов используют стали марок 40XНЗ, 40X, при закалке после цементации — стали марок 25XНМА, 20XНЗ и др.

Твердость поверхностей седла принимается того же порядка, что и тарелки клапана. Посадочные поверхности не должны иметь чернот и других дефектов, а также должны быть концентричны с направляющими цилиндрическими поверхностями и обеспечивать одновременную посадку на коническую поверхность и на ребра.

Клапанные крышки изготавливают из стального углеродистого литья и крепят к гидравлическим коробкам для быстрой смены клапана на резьбе крупного шага или на 6—10 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 HRC 40÷45.

## § 7. РАСЧЕТ БУРОВЫХ НАСОСОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

### Мощность и к. п. д. насоса

Полезная мощность насоса (в кВт)

$$N_{\text{п}} = Qp, \quad (\text{VII.39})$$

где  $Q$  — подача насоса,  $\text{м}^3$ ;  $p$  — давление насоса, МПа.  
Механический к. п. д. насоса

$$\eta_{\text{м}} = N_{\text{инд}}/N_{\text{м}}, \quad (\text{VII.40})$$

где  $N_{\text{инд}}$  — индикаторная мощность, кВт;  $N_{\text{м}}$  — мощность насоса, кВт.

Разность  $N_{\text{м}} - N_{\text{инд}}$  представляет собой потери мощности в механизме насоса.

Механический к. п. д. может быть представлен в виде произведения коэффициентов:

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{1\text{м}}\eta_{2\text{м}}\eta_{3\text{м}}\eta_{4\text{м}}, \quad (\text{VII.41})$$

где  $\eta_{1\text{м}} = 0,90 \div 0,95$  — к. п. д. подшипников валов;  $\eta_{2\text{м}} = 0,95 \div 0,98$  — к. п. д. зубчатой передачи;  $\eta_{3\text{м}} = 0,95$  — к. п. д. кривошипно-шатунного механизма;  $\eta_{4\text{м}} = 0,90 \div 0,92$  — к. п. д. поршней и сальников.

Таким образом, механический к. п. д. насоса  $\eta_{\text{м}} = 0,87 \div 0,88$ .  
Индикаторный к. п. д.

$$\eta_{\text{инд}} = N_{\text{п}}/N_{\text{инд}}. \quad (\text{VII.42})$$

Полный к. п. д. — это отношение полезной мощности насоса к мощности насоса

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{м}}} = \frac{N_{\text{п}}N_{\text{инд}}}{N_{\text{инд}}N_{\text{м}}} = \eta_{\text{инд}}\eta_{\text{м}}. \quad (\text{VII.43})$$

Он представляет собой произведение объемного, гидравлического и механического коэффициентов полезного действия насоса.

Двигатель для насоса выбирается с учетом возникших кратковременных перегрузок. Его мощность берется с запасом  $\alpha = 1,05 \div 1,1$ :

$$N_{\text{д}} = \alpha \frac{N}{\eta_{\text{п}}} = \alpha \frac{N_{\text{г}}}{\eta_{\text{инд}}\eta_{\text{м}}\eta_{\text{п}}}, \quad (\text{VII.44})$$

где  $\eta_{\text{п}}$  — к. п. д. передачи между двигателем и насосом;  $\eta_{\text{пк}}$  — при одной клиноременной передаче  $\eta_{\text{п}} = 0,96$ ; при одной цепной передаче  $\eta_{\text{п}} = 0,98$ ; при наличии турботрансформатора  $\eta_{\text{п}} = 0,75 \div 0,85$ .

## Действующие нагрузки на насос

При определении мощности приводного двигателя и нагрузок, действующих на элементы насоса, следует учитывать, что насос может работать как на воде, так и на тяжелых буровых растворах как с подпором, так и с большой высотой всасывания.

Наихудшие условия для расчета, т. е. наибольшая потребная приводная мощность, будут при работе насоса при наибольшем коэффициенте наполнения. 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 — по усилиям, действующим в его элементах при наибольшем крутящем моменте, развиваемом двигателем:

$$M_p = k_d M_d u_{дн} \eta_{п} = 9,55 \frac{k_d N_d}{n_d u_{дн}} \eta_{п}, \quad (\text{VII.45})$$

где  $k_d$  — коэффициент перегрузки двигателя;  $M_d$  — номинальный крутящий момент, развиваемый двигателем, Н·м;  $u_{дн}$  — передаточное отношение от двигателя к трансмиссионному валу насоса;  $N_d$  — мощность двигателя, кВт;  $n_d$  — частота вращения двигателя, об/мин.

Условия работы и фактические нагрузки зависят от ряда случайных факторов; расчетные нагрузки выбираются с учетом вероятности их возникновения в зависимости от параметров предохранительного клапана, степени неравномерности давления, коэффициента наполнения и т. д.

В тех случаях, когда насос оборудован приводом большой мощности (на 20—50% выше номинальной), расчет следует вести по максимальному давлению  $p_{\max}$  (в Па), ограничиваемому предохранительным клапаном:

$$p_{\max} = k_d k_n p_m, \quad (\text{VII.46})$$

где  $k_n$  — коэффициент запаса;  $p_m$  — среднее давление насоса за цикл, Па;

$$p_m = 10 N_{п} / Q_{ср} \quad (\text{VII.47})$$

( $Q_{ср}$  — средняя подача, м<sup>3</sup>/с).

Если выносливость определяется средним за цикл максимальным моментом (зубчатые передачи, валы, подшипники), то коэффициент запаса  $k_n = 1,63$ . Для расчета остальных деталей принимают  $k_n = 1,1$ , коэффициент перегрузки двигателя  $k_d = 1,1 \div 1,15$ , а для расчетов на статическую прочность принимают  $k_d = 1,25 \div 1,35$ .

При выборе диаметров цилиндрических втулок и поршней следует стремиться, чтобы

$$p_i F_i = \text{const}, \quad (\text{VII.48})$$

где  $p_i$  — давление, развиваемое при данной втулке;  $F_i$  — площадь поршня.

### Расчет на прочность гидравлической части насоса

В гидравлической части 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.

Для расчета клапанной коробки на прочность используем рис. VII.18, из которого следует

$$\delta = r_{\text{нар}} - r_{\text{вн}}, \quad (\text{VII.49})$$

где  $\delta$  — толщина стенки клапанной коробки;  $r_{\text{нар}}$  и  $r_{\text{вн}}$  — наружный и внутренний радиусы коробки.

Радиус  $r_{\text{вн}}$  нам известен, а  $r_{\text{нар}}$  (в м) определяется из формулы

$$r_{\text{нар}} = r_{\text{вн}} \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,4p}{[\sigma] + 1,3p}}, \quad (\text{VII.50})$$

где  $[\delta]$  — допустимое напряжение на растяжение, принимаемое для стали 45 равным 50—70 МПа, для легированных сталей до 100 МПа;  $p$  — наибольшее давление в коробке, Па.

При расчете болтов, шпилек, крепящих крышек клапанов и цилиндров на прочность необходимо учитывать усилие предварительной затяжки. На каждый болт действуют часть силы от 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 защемлены. 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

$$\sigma_1 = 1,3 P_{\text{сж}} / f_1, \quad (\text{VII.51})$$

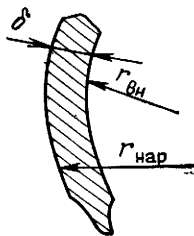


Рис. VII.18. Схематическое сечение стенки клапанной коробки

где  $P_{сж}$  — усилие, действующее на поршень;  $f_1$  — площадь ослабленного сечения (по внутреннему диаметру резьбы); 1,3 — коэффициент, учитывающий влияние предварительной затяжки гайки.

При расчете штока на растяжении ослабленным сечением будет сечение по резьбовой части, где он соединяется с поршнем. Усилие растяжения будет меньше сжатия при том же давлении, так как усилие сжатия (в Н)

$$P_{сж} = pF/\eta, \quad (\text{VII.52})$$

где  $p$  — давление на выкиде насоса, Па;  $F$  — площадь поршня, м<sup>2</sup>.

Усилие растяжения (в Н)

$$P_p = p(F - f) \eta_{4M} \quad (\text{VII.53})$$

( $f$  — площадь рабочего сечения штока, м<sup>2</sup>).

Напряжение (в Па) в ослабленном сечении

$$\sigma_2 = P_p/f_1. \quad (\text{VII.54})$$

В обоих случаях коэффициент запаса прочности  $n$  должен быть не менее 5 относительно предела текучести, т. е.

$$n = \sigma_T/\sigma_i \geq 5. \quad (\text{VII.55})$$

После расчета штока на сжатие и растяжение следует проверить его на продольный прогиб. Для этого определяем гибкость штока:

$$\lambda = l/i. \quad (\text{VII.56})$$

Здесь  $l$  — длина штока, м;  $i$  — радиус инерции поперечного сечения штока, м,

$$i \approx d/4 \quad (\text{VII.57})$$

( $d$  — диаметр штока, м).

Обычно  $\lambda \geq 105$ . При этом критическое напряжение (в Па)

$$\sigma_{кр} = 335 - 0,62 \lambda. \quad (\text{VII.58})$$

Коэффициент запаса прочности

$$n = \sigma_{кр} f / P_{сж} \geq 3. \quad (\text{VII.59})$$

При расчете штока на продольное сжатие за максимальную следует принимать нагрузку  $P_{сж}$ , действующую на шток:

$$P_{сж} = pF/\eta_{4M} \quad (\text{VII.60})$$

( $\eta_{4M}$  — к. п. д. поршня и насоса).

## Расчет приводной части

Детали приводной части насоса рассчитывают по наибольшему крутящему моменту. Ниже приведен расчет кривошипно-шатунного механизма. Этот механизм рассматривается в положении, когда кривошип находится под углом  $\varphi$ , а шатун под углом  $\beta$  к оси кривокопфа (рис. VII.19).

Разложим усилие  $S$ , действующее вдоль оси шатуна, на усилие  $P_2$  по оси штока и  $N$  перпендикулярно к ней. При к. п. д. ползуна и шатуна  $\eta_{зм} = 0,95 \div 0,96$

$$P_2 = P_{сж} / \eta_{зм}. \quad (\text{VII.61})$$

Из рисунка видно, что

$$\sin \beta_{\max} = R/L \quad (\text{VII.62})$$

( $L$  и  $R$  — длина шатуна и кривошипа, м).

Отсюда определяем значение  $\beta_{\max}$ .

Максимальная величина усилия (в Н), действующего вдоль оси шатуна:

$$S_{\max} = P_2 / \cos \beta_{\max}. \quad (\text{VII.63})$$

Максимальная величина составляющей  $N$  (в Н), передающей на направляющие ползуна параллели):

$$N_{\max} = P_2 \operatorname{tg} \beta_{\max}. \quad (\text{VII.64})$$

При расчете необходимо учитывать вес ползуна, половину веса шатуна и половину веса штока  $G_1$ , тогда полная величина усилия (в Н)

$$N_{1 \max} = N_{\max} + G_1. \quad (\text{VII.65})$$

На параллели передается максимальное давление (в Па)

$$p_{\max} = N_{1 \max} / bl. \quad (\text{VII.66})$$

Здесь  $b$  и  $l$  — соответственно ширина и длина накладок ползуна, м.

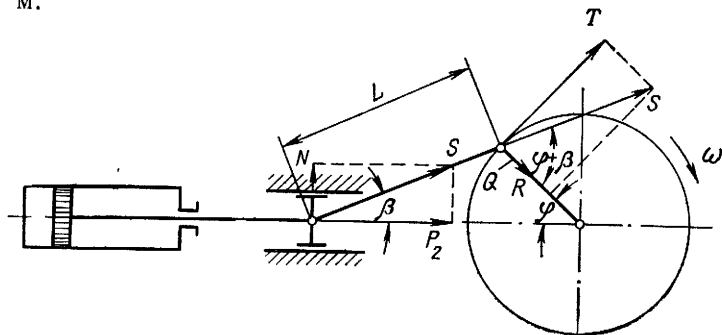


Рис. VII.19. Схема сил, действующих в шатунно-кривошипном механизме

Для буровых насосов  $p_{\max}$  не должно превышать 0,5 МПа. Расчет стержня шатуна проводится аналогично расчету штока, приведенному выше. За действующее вдоль оси усилие следует брать  $S_{\max}$ .

Шатун, как и шток, необходимо проверять на продольный изгиб. Коэффициент запаса устойчивости при этом должен быть больше 7.

Палец ползуна необходимо рассчитать не только на изгиб, но и на давление, которое не должно превышать на его поверхности 12 МПа.

Сила  $S = P_2 / \cos \beta$  на рисунке разложена на силу  $T$ , действующую по касательной, и силу  $Q$ , направленную по кривошипу к оси кривошипного вала:

$$T = S \sin(\varphi + \beta). \quad (\text{VII.67})$$

Таким образом, по касательной к окружности радиусом, равным длине кривошипа, действует сила  $T$ . Мы знаем, что на коренном валу буровых насосов имеются по меньшей мере два или три кривошипа. Суммарное касательное усилие можно определить из графика изменения окружного усилия  $T$  за время одного оборота коренного вала (рис. VII.20).

Окружное усилие на коренном валу, приведенное к начальной окружности (радиуса  $R'$ ) зубчатого колеса, будет представлять собой окружную силу  $P'$  (в Н), действующую в зубчатой передаче:

$$P' = \sum T \frac{R}{R' \eta_{2м} \eta_{3м}}. \quad (\text{VII.68})$$

Здесь  $\eta_{2м}$  и  $\eta_{3м}$  — к. п. д. коренного вала и зубчатой передачи.

Приводя это усилие к шкиву ременной передачи радиуса  $R''$ , получим усилие (в Н) на клиноременной передаче:

$$P'' = P' \frac{r}{R'' \eta_5 \eta_6}, \quad (\text{VII.69})$$

где  $r$  — радиус начальной окружности шестерни, м;  $\eta_5$ ,  $\eta_6$  — к. п. д. трансмиссионного вала и ременной передачи.

Дальнейшие расчеты зубчатой и ременной передач проводятся по обычным методам, изложенными в курсах деталей машин.

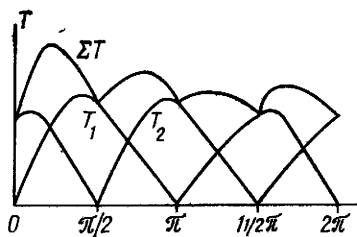


Рис. VII.20 График окружных усилий на коренном валу двухцилиндрового насоса двустороннего действия

$T_1$  и  $T_2$  — кривые окружных усилий на кривошипах 1-го и 2-го цилиндров

## § 8. МОНТАЖ И ОБВЯЗКА НАСОСОВ

На буровой установке обычно монтируются два насоса, работающих параллельно, т. е. подающих раствор в одну общую напорную линию. В сложных условиях бурения монтируют три — четыре насоса.

Типовая схема монтажа двух насосов и нагнетательной линии манифольдов показана на рис. VII.21. Манифольд состоит из стояка 1 с отводом 2, к которому крепится гибкий рукав, соединяющий их с вертлюгом.

Раствор к стояку от насосов подается по трубопроводу 3, прикрепленному к основанию буровой или уложенному на опорах. Трубопровод укладывается с уклоном к насосам для того, чтобы при остановке насосов раствор стекал из стояка.

Напорные коллектора насосов соединены с линией отводами 4 и 10, на которых установлены обратные клапаны 7. Эти клапаны автоматически перекрывают линию в случае внезапной остановки одного из насосов, что позволяет продолжать бурение, не останавливая второй насос.

Манифольд оборудован пусковой задвижкой 6 с пневмоуправлением от пульта 8 через воздухопровод 9. Для отключения напорной линии служит запорная задвижка 5. После монтажа напорная линия опрессовывается в течение 5—10 мин на давление в 1,5 раза больше рабочего.

Всасывающая линия состоит из приемной сетки, предохраняющей от попадания в насос посторонних предметов, всасывающего трубопровода, воздушных колпаков и подпорных центробежных насосов. Она должна быть из труб одного диаметра и возможно короче, чтобы меньше были гидравлические сопротивления. Диаметр труб обычно принимают по диаметру всасывающего патрубка насоса.

Насосы следует устанавливать так, чтобы уровень раствора в приемной емкости был выше уровня всасывающих клапанов насоса (под залив); жидкость при этом должна поступать из приемной емкости к цилиндрам насоса самотеком.

Для перекрытия поступающего таким образом раствора при отключении насоса на всасывающем трубопроводе устанавливаются задвижки. Для наполнения всасывающих полостей насоса на всасывающей линии целесообразно устанавливать вспомогательный центробежный (подпорный) насос с подачей, равной 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 раствора до 1. Для трехци-

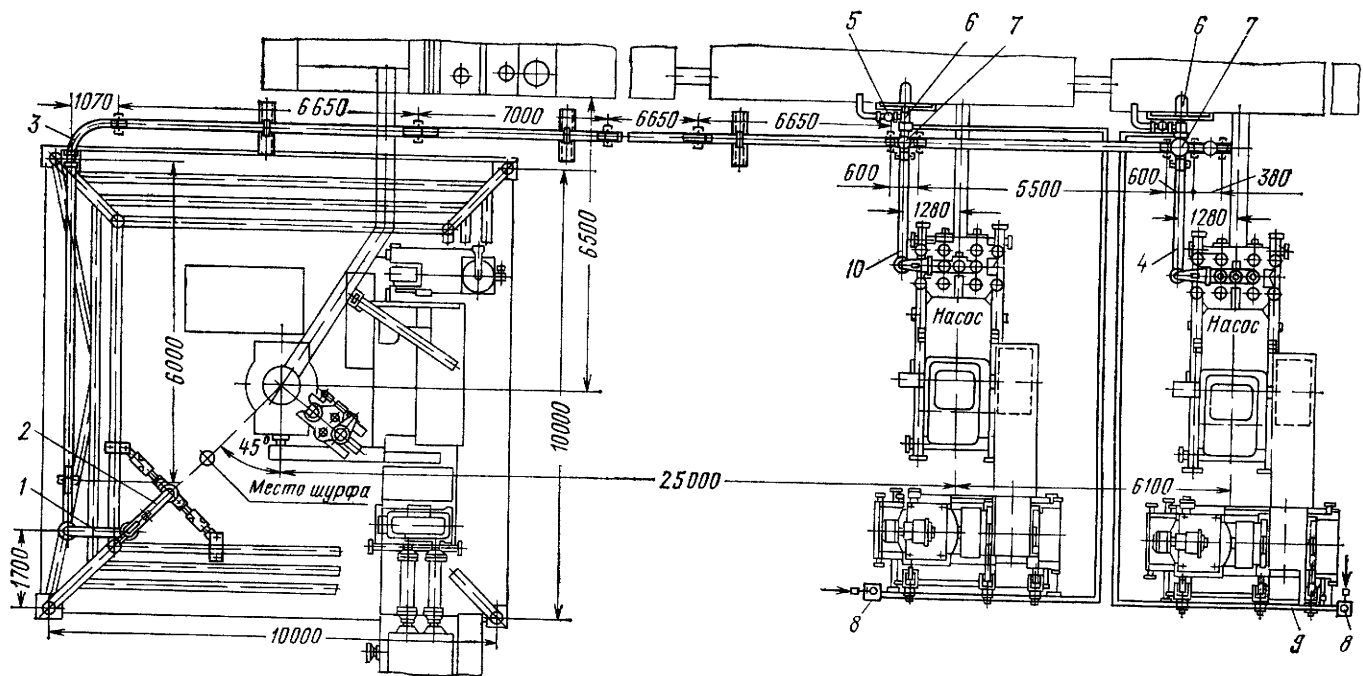


Рис VII 21 Схема монтажа и обвязки буровых насосов УМБ 250

лиندровых насосов с большим числом ходов установка подпорных насосов обязательна. Буровые насосы устанавливаются таким образом, чтобы к ним со всех сторон был свободный доступ. Монтируют их на бетонированной площадке или поперечных полосах или брусках. Оси цилиндров насоса должны быть строго горизонтальны; клиноременная передача ограждена.

Ниже рассматриваются основные части обвязки буровых насосов.

## § 9. УЗЛЫ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО МАНИФОЛЬДА

Стояк состоит из вертикально установленной трубы, верхняя часть которой снабжена изогнутым отводом, к которому присоединяется гибкий буровой рукав для подачи раствора к вертлюгу.

На рис. VII.22 показаны стояки в буровых вышках.

*Распределительное устройство* стояка (рис. VII.23) соединяется с его нижней частью и с напорным трубопроводом. Это устройство служит для направления движения подаваемого насосами по трубопроводу *Б* раствора в стояк *Д* к устью скважин в затрубное пространство *В*, в желоб *Г* или для присоединения к передвижным насосным агрегатам *А*.

*Распределительно-запорное устройство* состоит из тройников *1*, крестовин *6*, ниппелей *2* и задвижек *3, 5, 7, 8* для перекрытия того или иного трубопровода. Штурвалы задвижек для удобства управления расположены выше пола буровой. Давление в напорном трубопроводе контролируется манометром с предохранительным устройством *4*.

*Обвязка бурового насоса* показана на рис. VII.24. При работе насоса вхолостую во время запуска раствор поступает через отвод *1* к стояку *4* пусковой задвижки *5* и по отводу *6* возвращается в приемный резервуар. При постепенном закрытии пусковой задвижки *5* открывается обратный клапан *3*, и раствор поступает в нагнетательный трубопровод *2*. Задвижка *5* управляется пневматически, и сжатый воздух к ней подается по трубопроводу *8*. Задвижка *7* служит для управления подачей раствора из системы его приготовления.

*Многоотводный обратный клапан* (рис. VII.25) служит для автоматического разъединения нагнетательных трубопроводов от насосов. Этот узел состоит из сменного клапана *2*, крышки *1*, стойки *4*, патрубков *3* и *5*, служащих для присоединения с одной стороны к отводу бурового насоса, а с другой — к стояку задвижки.

Нагнетательные манифольды буровых установок могут иметь различные схемы компоновки и параметры, и их можно компоновать в зависимости от требуемых условий и числа насосов. Обратные клапаны, задвижки и другая арматура выпускаются заводами на давление 25 и 32 МПа.

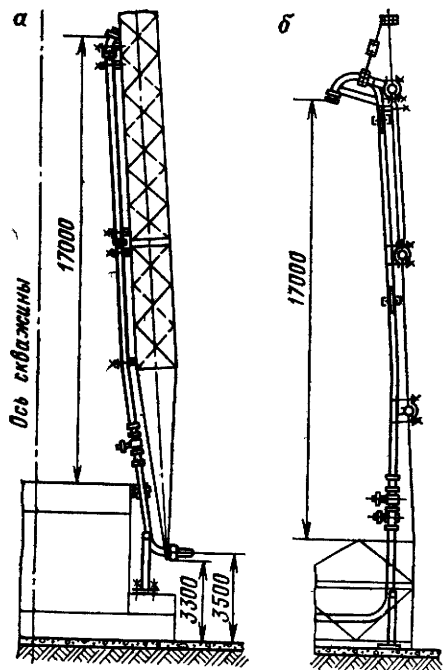


Рис. VII.22. Стояк в буровой вышке:  
а — А-образной; б — башенной

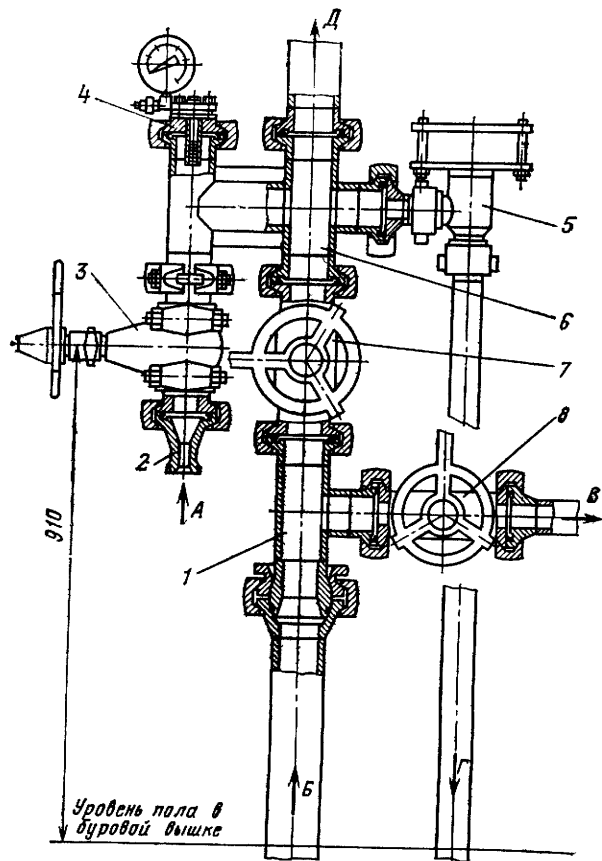


Рис. VII.23. Распределительно-запорное устройство

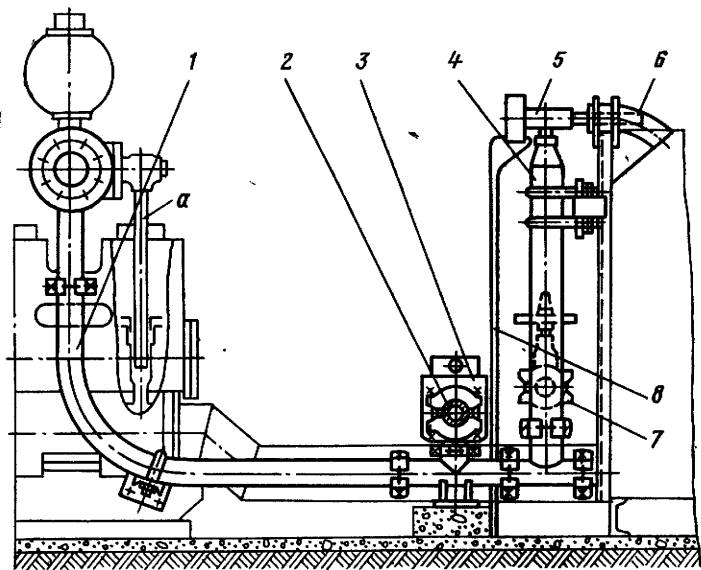


Рис. VII.24. Типовая обвязка бурового насоса

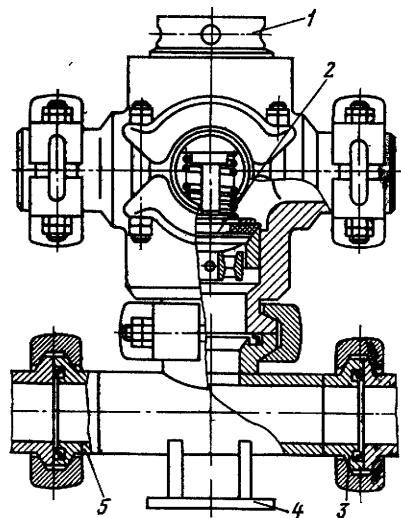


Рис. VII.25. Обратный клапан на давление 25 МПа

Таблица VII.5

Параметры	1МБН-250	МПБ 6000/60	УПБ-250-ЗД УМБ-250-4Э	УМБ-320
Давление, МПа:				
рабочее раствора	25	25	25	32
пробное	37,5	37,5	37,5	48,0
Диаметр условного прохода, мм:				
нагнетательного трубо- провода	110	125	125	125
отвода насосов	90	100	100	100
Число обвязываемых насосов	3	2	2	3

Технические характеристики нагнетательных манифольдов приведены в табл. VII.5.

*Компенсаторы* (воздушные колпаки) устанавливаются на нагнетательной линии вблизи насоса для выравнивания пульсации давления и подачи, возникающей при работе поршневого насоса с шатунно-кривошипным приводом. В настоящее время используют диафрагменные компенсаторы, так как воздушные колпаки с низким давлением воздуха при высоких давлениях раствора очень громоздки и не обеспечивают равномерности подачи.

Воздушный диафрагменный компенсатор представляет собой емкость, разделенную эластичной диафрагмой. Одна часть емкости заполнена газом под давлением, равным примерно половине рабочего, вторая сообщается с нагнетательной линией. Когда в линии нет давления, газ расширяется и заполняет весь объем компенсатора, а диафрагма закрывает отверстие, связывающее полость компенсатора с напорной линией. При увеличении давления раствора газ в компенсаторе сжимается, диафрагма отходит, и открывается отверстие, связывающее нагнетательную линию с полостью компенсатора, которая начинает заполняться буровым раствором. При пульсациях давления в напорной линии диафрагма перемещается и сжатый газ над диафрагмой то сжимается, то расширяется, поддерживая тем самым более равномерное давление в напорной линии. Это колебание давления считается приемлемым для буровых насосов, если коэффициент неравномерности

$$\delta = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{\text{ср}}} = 0,01 \div 0,025,$$

где  $p_{\max}$  и  $p_{\min}$  — максимальное и минимальное давления газа в компенсаторе, соответствующие минимальному  $V_{\min}$  и максимальному  $V_{\max}$  объему газа в полости;  $p_{\text{ср}}$  — среднее давление, Па

$$p_{\text{ср}} = (p_{\max} + p_{\min})/2.$$



корпус 2 с крышкой 5, между которыми зажаты края резиновой диафрагмы 6. К диафрагме привулканизированы пластины, служащие как бы клапаном, закрывающим отверстия в решетке 1, когда в напорной линии 9 нет давления и диафрагма принимает форму внутренней полости компенсатора. Последний монтируется к патрубку 8 напорной линии 9 через уплотнение 7.

Такой компенсатор довольно хорошо выравнивает неравномерности давления в напорной линии и достаточно надежен. Диафрагма при износе заменяется. Объем компенсатора заполняется газом через колпачок 3 и вентиль 4 от баллона до требуемого давления.

*Буровые шланги* — рукава (рис. VII.27) предназначены для подачи бурового раствора от стояка к вертлюгу. Они должны быть надежными, прочными, пластичными и герметичными.

Буровые рукава изготовляют многослойными из резины, металлической оплетки и тросов. Резиновые слои обеспечивают герметичность, плотность и эластичность; металлические — прочность и гибкость. Внутренний слой изготавливается из нефтестойкой резины или пластмассы, нескольких слоев тканевых каркасов — кордов и стальной оплетки. Между этими слоями проложена резина. Для соединения со стояком и кривым патрубком вертлюга на обоих концах рукава привулканизированы присоединительные фланцы или патрубки, составляющие со шлангом как бы одно целое. Для обеспечения безопасности вдоль гибкого рукава укрепляют стальной трос, соединенный с вертлюгом и вышкой.

# ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОЧИСТКИ И ПРИГОТОВЛЕНИЯ БУРОВОГО РАСТВОРА

Буровой раствор циркулирует по замкнутой системе, т. е. раствор, закачиваемый в скважину, выходит из нее и снова должен закачиваться в скважину. Но параметры выходящего из скважины раствора совсем не те, которые были при закачке. В нем содержится выбуренная порода в виде отдельных частиц, а также часть породы, например глина, может растворяться в растворе. Кроме того, в раствор могут попасть минерализованные подземные воды и газ, а также могут воздействовать повышенная температура и давление, которые изменяют его физические свойства. В ряде случаев часть раствора поглощается пластами и при бурении приходится периодически добавлять свежий раствор.

Поэтому циркуляционная система буровой установки должна быть оборудована устройствами для очистки выходящего раствора от газа, выбуренной породы, песка и ила, а очищенный раствор надо восстанавливать, т. е. довести до требуемых вязкости, плотности, водоотдачи и других параметров, которыми он обладал до закачки в скважину. В ряде случаев в зависимости от буримых пород необходимо изменять свойства раствора.

## § 1. 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: 1) устройства для механической очистки с помощью сит, в которых размер удаляемых частиц зависит от величины ячеек сита; 2) устройства, в которых разделение твердых частиц и жидкости осуществляется за счет центробежных сил.

При очистке ситами с небольшими размерами ячеек вязкий раствор плохо проникает через них, поэтому сита не могут

осуществлять тонкую очистку. 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 очистки ситами. Очистка раствора может также осуществляться за счет естественного выпадения выбуренной породы, однако этот способ малоэффективен и для вязких растворов непригоден, поэтому здесь он не рассматривается.

### Вибросита для механической очистки

Для механической очистки буровых растворов применяют вибрирующие сита, ситоконвейеры, самовращающиеся сепараторы. Наибольшее распространение получили вибросита.

*Вибрационное сито СВ-2* (рис. VIII.1) состоит из двух вибрирующих рам 3, смонтированных на станине 6 с распределительным желобом 8 и двумя электродвигателями 7.

Каждая рама с вибратором 5, укрепленная на рессорах 4, имеет на концах два барабана 1, на которые намотана сетка 2. Храповые устройства на барабанах обеспечивают стопорение барабанов в нужном положении.

Между барабанами расположены промежуточные резиновые опоры. Сетка натягивается на барабанах и плотно прилегает к промежуточным опорам, принимая по длине выпуклую форму. По мере износа отдельных нитей сетка 2 перепускается с одного барабана на другой. Таким образом обеспечиваются полная сработка всего запаса сетки, имеющегося на первом барабане, и уменьшение расхода сетки на 1 м проходки.

#### Техническая характеристика

Пропускная способность при очистке бурового раствора вязкостью до 45 с (сетка 1×5 мм), л/с . . .	50—60
Перепад высот между подводящим и отводящим желобами, мм . . . . .	750
Частота колебаний сетки в 1 мин . . . . .	1600—2000
Рабочая площадь сетки, м <sup>2</sup> . . . . .	2,6
Длина сетки одной вибрирующей рамы, м . . . . .	4,5
Тип электродвигателя . . . . .	АО2-31
Установленная мощность, кВт . . . . .	2,2×2=4,4
Габаритные размеры, м:	
длина . . . . .	2,45
ширина . . . . .	2,65
высота . . . . .	1,53
Масса, кг . . . . .	138

Это вибросито обеспечивает:

1) возможность изменять угол наклона сетки по длине вибрирующей рамы. Этот угол увеличивается по мере продвижения шлама от верхнего барабана к нижнему, что создает условия для лучшего сбрасывания шлама;

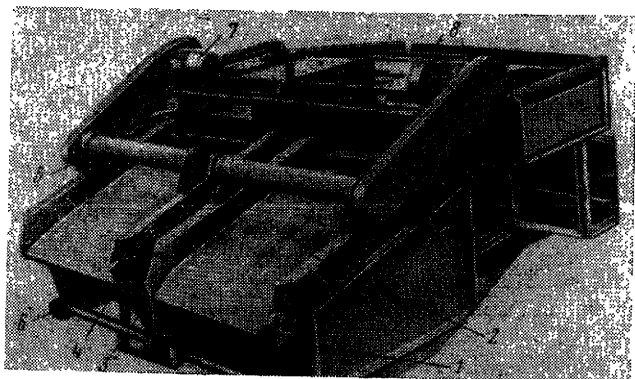


Рис. VIII.1. Вибросито СВ-2

2) упрощение замены износившихся сеток; кусок сетки длиной 4,5 м отрезается от рулона и наматывается на барабаны;

3) возможность применения как стальных сеток, так и сеток из синтетических материалов.

На вибрирующей раме расположен эксцентриковый вибратор 5 со шкивом, который соединен клиноременной передачей с ведущим шкивом электродвигателя. Обе вибрирующие рамы соединены с опорной неподвижной рамой при помощи кольцевых резиновых амортизаторов.

*Вибросито СВ-2Б* (рис. VIII.2) является модификацией вибратора СВ-2. Вибрирующие рамы у него унифицированы. Вибросито СВ2Б рассчитано для установки непосредственно на резервуаре блока очистки, поэтому оно не имеет ванны для очищенной жидкости. Кроме того, оно отличается конструкцией приемной коробки. Последняя имеет форму неправильной усеченной четырехгранной пирамиды с двумя вертикальными стенками.

Вибросито СВ-2Б состоит из станины 1, барабанов для натяжения сеток 2, опорных амортизаторов 3, вибрирующих рам 4, двух клиноременных передач 5, электродвигателей 6 и распределительной коробки 7. К последней приварены два патрубка диаметрами 325 мм (приемный) и 60 мм. Приемный патрубок соединен с трубопроводом, подающим раствор из скважины. Патрубок диаметром 60 мм соединен с вспомогательным нагнетательным трубопроводом блока очистки.

К внутренней стенке приемной коробки приварены два сливных лотка. В каждом из них расположен выравниватель, представляющий собой поворотную

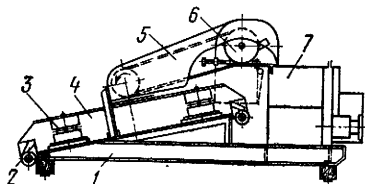


Рис. VIII.2. Вибросито СВ2Б

прямоугольную заслонку с фиксатором. Выравниватели обеспечивают равномерное распределение жидкости по ширине секток. В крайнем нижнем положении выравниватели полностью перекрывают сливные лотки. В днище приемной коробки предусмотрен люк, перекрытый шибером. При перекрытых сливных лотках и приподнятом шибере раствор сливается из распределительной коробки в резервуар блока очистки, минуя сетки.

При необходимости повторной очистки раствор может подаваться в распределительную коробку через вспомогательный нагнетательный трубопровод и патрубок диаметром 60 мм. Технические характеристики вибросит СВ-2 и СВ-2Б аналогичны.

### **Гидроциклоны и центрифуги для очистки с помощью центробежных сил**

Фракции твердой фазы суспензий с помощью центробежных сил разделяются в гидроциклонах и центрифугах. При средней плотности  $2,5 \text{ г/см}^3$ , которую обычно имеют горные породы, в том числе глины, в гидроциклонах и центрифугах 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. Тонкая очистка буровых растворов в Советском Союзе осуществляется в основном в гидроциклонах. Ими комплектуются пескоотделители, состоящие из одного или нескольких циклонов и шламового насоса.

*Пескоотделитель 1ПГК* (рис. VIII.3) состоит из батареи гидроциклонов 1, вертикального шламового насоса 4, резервуара 3 и соединительной трубы 2 между насосом и батареей. Батарея включает сварную раму, четыре гидроциклона, крестовину и четыре отвода с резиновыми рукавами. Внутренняя часть рамы выполнена в виде лотка с наклонным дном и люком, шибером в передней торцовой стенке. При закрытом шибере песковые насадки погружены в шлам, который вытекает через верхнюю кромку передней торцовой стенки. При открытом шибере шлам свободно вытекает через люк.

*Гидроциклон* (рис. VIII.4) состоит из металлического корпуса 1, внутри которого закреплен резиновый цельнолитой полой конус 3, резинового питающего сопла 5 и металлической сливной насадки 2. Резиновая песковая насадка 4 крепится к нижнему концу резинового конуса при помощи бурта в насадке и стального кольца 6. Песковая насадка поставляется с выходным отверстием двух диаметров 15 и 25 мм.

Раствор в гидроциклон подается вертикальным шламовым насосом ВШН-150, который представляет собой центробежный

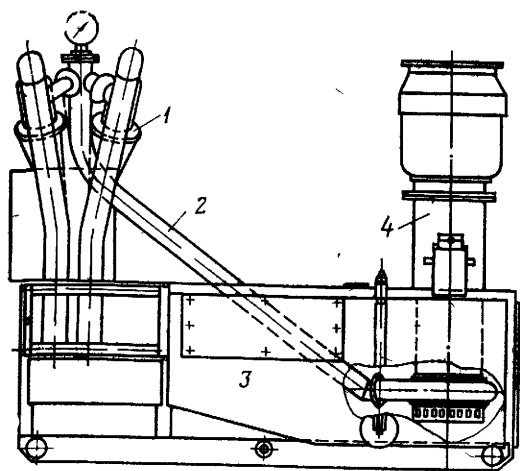


Рис. VIII.3. Пескоотделитель ПГК

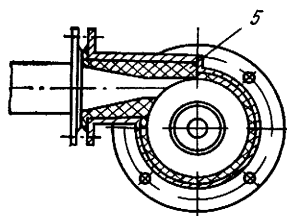
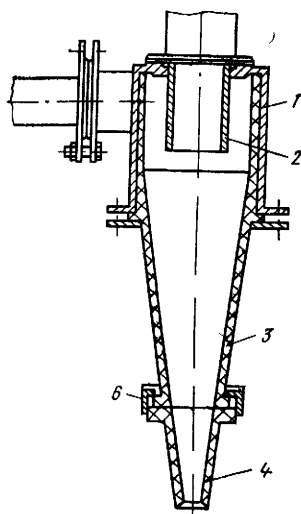


Рис. VIII.4. Гидроциклон диаметром 150 мм

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.

Основные опоры вала насоса (два шарикоподшипника) расположены в верхней части корпуса насоса выше уровня перекачиваемого раствора и надежно защищены от попадания жидкости. Шарикоподшипники смазываются вязкой смазкой.

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 насос 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 насоса. Всасывающее отверстие предохраняется сеткой от попадания в насос крупных частиц.

Действие пескоотделителя показано на рис. VIII.5. Буровой раствор, предварительно очищенный в вибросите, поступает по

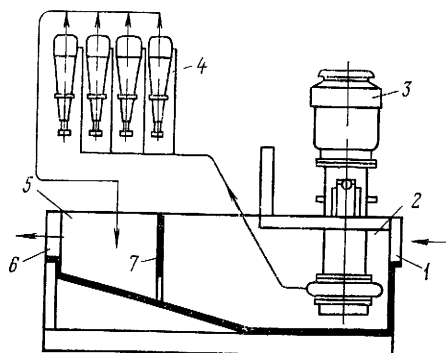


Рис. VIII.5. Схема работы пескоотделителя 1ПГК

желобу 1 в правый отсек резервуара 2. Из отсека жидкость подается шламовым насосом 3 в батарею гидроциклонов 4. Очищенный раствор из верхних сливных насадок циклонов сливается в левый отсек резервуара 5 и по желобу 6 направляется в приемный резервуар буровых насосов. Раствор в резервуаре не опускается ниже дна желобов 1 и 6.

Перегородка 7, разделяющая резервуар на два отсека, имеет в нижней части окно. Шламовый насос 3 постоянно погружен в жидкость независимо от расхода через желоб 1 или даже остановки насоса. При работе циклонов с погруженными в шлам песковыми насадками, т. е. при закрытом шибере лотка, обеспечивается минимальная потеря жидкости через песковые насадки. При этом шлам, вытекающий из лотка, имеет максимально возможную плотность.

#### Техническая характеристика пескоотделителя 1ПГК

Производительность, л/с	60
Наименьший размер удаляемых из жидкости частиц, мм	0,06
Высота дна приемного и сливного желобов от основания пескоотделителя, мм	600
Диаметр гидроциклонов, мм	150
Число гидроциклонов	4
Материал гидроциклонов	Резина
Наименьшее допустимое давление перед циклонами, МПа	0,18
Перекачивающий насос	ВШН-150
Число насосов	1
Электродвигатель	АО2-72-4
Мощность электродвигателя, кВт	30
Габаритные размеры, м:	
длина	2,6
ширина	1,15
высота	2,15
Масса, кг	1310

*Гидроциклонный пескоотделитель* состоит из одного чугунного гидроциклона диаметром 350 мм и двух шламовых насосов ШН2-200. Установленная мощность пескоотделителя 110 кВт.

Насосы смонтированы на раме и устанавливаются в крытом помещении, гидроциклон — на одном из резервуаров цир-

куляционной системы. Обычно работает один насос, второй — резервный.

Принцип действия этого гидроциклона аналогичен вышеописанному.

*Ситогидроциклонная установка 4СГУ-2* является агрегатом, в котором соединены одинарное вибросито и пескоотделитель.

#### Техническая характеристика установки 4СГУ-2

Производительность, л/с . . . . .	60
Число гидроциклонов . . . . .	4
Диаметр гидроциклонов, мм . . . . .	150
Насос . . . . .	ВШН-150
Ширина сетки, мм . . . . .	900
Полезная площадь сетки, м <sup>2</sup> . . . . .	1,125
Размер ячеек сетки, мм . . . . .	4×4; 5×5
Частота колебаний сетки в 1 мин . . . . .	1600—2000
Установленная мощность, кВт . . . . .	32,2
Высота приемного желоба вибросита от основания установки, м . . . . .	1,36
Высота выходного патрубка для очищенной жидкости от основания, м . . . . .	0,6
Габаритные размеры, м:	
длина . . . . .	2,77
ширина . . . . .	2,25
высота . . . . .	2,15
Масса, кг . . . . .	1960

Батареи гидроциклонов и шламowego насоса ситогидроциклонной установки 4СГУ-2 унифицированы с пескоотделителем 1ПГК. Фактически конструкции пескоотделителя 1ПГК и ситогидроциклонной установки одинаковы за исключением резервуара.

Ситогидроциклонная установка состоит из вибросита, пескоотделителя 1ПГК и общего резервуара. Вибросито отличается от вибросита СВ-2 меньшей площадью сетки, имеющей более крупные ячейки.

Ситогидроциклонные установки можно применять в тех случаях, когда нужно очищать от выбуренной породы только неутяжеленные буровые растворы. Установка 4СГУ-2 имеет меньшие габаритные размеры и массу по сравнению с очистными блоками.

При очистке утяжеленных растворов только в вибросите, имеющем ячейки 4×4 мм, большая часть шлама попадает в приемные резервуары и через буровые насосы снова в скважину. Более универсальным является комплекс из сдвоенного вибросита СВ-2 и пескоотделителя 1ПГК. Этот комплекс можно применять для очистки как утяжеленных, так и неутяжеленных растворов. Раствор может очищаться последовательно в вибросите и гидроциклонном пескоотделителе, причем пропускная способность вибросита и пескоотделителя может иметь любые соотношения.

При очистке утяжеленных растворов пескоотделитель отключается заслонками и раствор из вибросита направляется по обводному желобу в приемный резервуар. Для облегчения монтажа и транспортировки описанный комплекс очистного оборудования выпускается промышленностью в виде транспортных блоков очистки растворов БОР.

## **§ 2. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ БУРОВОГО РАСТВОРА**

Конструкция оборудования для приготовления буровых растворов зависит от применяемых исходных материалов — глин, утяжелителей и химических реагентов. Для приготовления растворов из сухих порошкообразных материалов требуется лишь тщательное перемешивание и создание условий для полного смачивания твердых частиц. Для приготовления растворов из комовых материалов или влажных порошков необходимо предварительное дробление кусков или слипшихся комков. Процессы дробления исходных твердых материалов и перемешивание их с водой осуществляются в механических или гидравлических мешалках.

Наиболее прогрессивным и экономичным является оборудование для приготовления растворов из сухих порошкообразных материалов.

### **Механические двухвальные мешалки**

Механические двухвальные мешалки применяют для приготовления и утяжеления буровых растворов из комовых материалов, а также для приготовления жидких химических реагентов.

Буровые растворы в двухвальных мешалках можно готовить из любых комовых материалов вплоть до смерзшихся кусков глины или утяжелителя. Высокое качество приготовления раствора сочетается с низкой производительностью. При загрузке глиномешалки комовой глиной выход суспензии составляет 2—4 м<sup>3</sup>/ч, а при загрузке глинопорошком — 6 м<sup>3</sup>/ч.

На буровых двухвальные мешалки обычно монтируют на высоких деревянных или стальных основаниях. Поэтому приготовленная суспензия сливается в желоб самотеком. Твердые материалы в мешалки в большинстве случаев подаются вагонетками, которые передвигаются по наклонному рельсовому пути с помощью канатов и системы блоков, связанных с валами мешалки. Вагонетки загружают у основания рельсового пути вручную; выгрузка их в приемную воронку мешалки осуществляется механически.

На многих буровых предприятиях двухвальные мешалки ис-

пользуют для приготовления жидких химических реагентов из бурого угля и щелочи или других твердых компонентов.

При переходе на сухие порошки необходимость в применении двухвальных мешалок отпадает.

### Фрезерно-струйные мельницы

Разновидностью механических мешалок являются фрезерно-струйные мельницы (ФСМ), разработанные Воронежским инженерно-строительным институтом для приготовления и утяжеления буровых растворов из комовых материалов.

#### Техническая характеристика

Производительность, т/ч:	
комовая глина . . . . .	10—12
порошковая глина . . . . .	20—25
утяжелитель (магнетит) . . . . .	30—35
Диаметр ротора, м . . . . .	0,4
Длина ротора, м . . . . .	0,6
Частота вращения ротора, об/мин . . . . .	500
Мощность приводного электродвигателя, кВт . . . . .	28
Габаритные размеры, м:	
длина . . . . .	1,95
ширина . . . . .	1,53
высота . . . . .	1,41
Масса, кг . . . . .	1,4

Фрезерно-струйная мельница ФСМ-3 состоит из следующих основных узлов: ротора, приемного бункера, предохранительной шарнирной плиты, диспергирующей рифленной плиты, ловушки и лотка для отвода готовой суспензии. Она является машиной непрерывного действия сравнительно высокой производительности. Бесперебойная работа может быть обеспечена при наличии механизированной загрузки исходных материалов.

Суспензия, полученная во фрезерно-струйной мельнице, имеет нераспустившиеся твердые частицы и требует дополнительного перемешивания или многократной циркуляции по схеме мельница — резервуар — мельница. Это является существенным недостатком.

Машиностроительные заводы выпускают фрезерно-струйные мельницы по заявкам.

### Агрегат АППЖ-4

Агрегат АППЖ-4 предназначен для приготовления и утяжеления буровых растворов из комовых и порошкообразных материалов. Он состоит из фрезерно-метательной мельницы ФММ-5, пескового насоса, приемного резервуара и опорной рамы.

Агрегат АППЖ-4 работает следующим образом: комки глины попадают в бункер и, предварительно смешавшись с водой, захватываются лопастями ротора, затем отбрасываются на

два ряда ножей-решеток. Пройдя через решетку сливного люка, образовавшаяся суспензия попадает в приемный резервуар. При этом отдельные куски глины имеют размер 3—4 мм. Из приемного резервуара суспензия засасывается песковым насосом и подается в струйную камеру.

#### Техническая характеристика

Производительность по готовой суспензии, м <sup>3</sup> /ч . . . . .	10—15
Частота вращения барабана, об/мин . . . . .	600
Скорость струи в камере, м/с . . . . .	20
Диаметр насадки, мм . . . . .	23,4
Расход воды, м <sup>3</sup> /ч . . . . .	15
Давление воды, подаваемой в мельницу, МПа . . . . .	0,15
Электродвигатель:	
мощность, кВт . . . . .	20
тип . . . . .	ПНВГ-2
Подача насоса, м <sup>3</sup> /ч . . . . .	20
Давление насоса, МПа . . . . .	0,2
Габаритные размеры агрегата, м:	
длина . . . . .	3,30
ширина . . . . .	1,67
высота . . . . .	1,80
Масса, кг . . . . .	2000

Пройдя через насадку струйной камеры, суспензия со скоростью 20 м/с ударяется о двухрядную броневую решетку, затем через тройник и вентиль поступает в циркуляционную систему буровой установки. Из тройника часть раствора может направляться обратно в приемный резервуар для повторного перемешивания.

Диспергация глины осуществляется в струйной камере, причем кратность циркуляции суспензии в ней может регулироваться по желанию оператора. Таким образом может регулироваться и дисперсность частиц глины или утяжелителя в готовом растворе.

Агрегат АППЖ-4 изготовлялся в мастерских объединения Саратовнефть.

#### Установка для приготовления буровых растворов УППЖ-2

Установка предназначена для приготовления бурового раствора из комовых и порошкообразных глин, утяжеления, химической обработки и хранения раствора на буровых.

Установка (рис. VIII.6) смонтирована на автомашине 1 с прицепом 7 и состоит из спаренных фрезерно-струйных мельниц ФСМ 3 и 4, дизельного привода 9 и 10, ковшового элеватора 8 со шнековым подборщиком, баков 2 для дизельного топлива и масла, поршневых насосов 5 и центробежного насоса 6, резервуара для хранения раствора. Фрезерно-струйная мельница 3 снабжена загрузочным бункером.

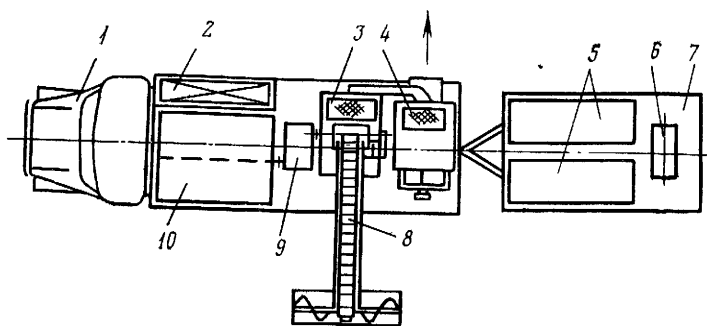


Рис. VIII.6. Установка приготовления буровых растворов УППЖ-2

Глина, утяжелитель или химические реагенты забираются шнековым подборщиком, подаются на элеватор, который доставляет исходный материал в загрузочный бункер фрезерно-струйной мельницы. Воду или раствор закачивают в этот же бункер насосами 5.

Элеватор и шнековый подборщик переводятся в транспортное положение с помощью двух гидравлических цилиндров.

Для загрузки исходных материалов требуется бульдозер, который периодически подгребает глину или утяжелитель к шнековому подборщику. Раствор, приготовленный в первой мельнице, подается для лучшего диспергирования во вторую мельницу, откуда по гибкому рукаву — в резервуар для хранения.

Производительность установки 50 м<sup>3</sup>/ч раствора, потребляемая мощность 58 кВт. Установку УППЖ-2 изготавливает Полтавское отделение УкрНИГРИ. По сравнению с фрезерно-струйной мельницей настоящая установка имеет следующие преимущества:

- 1) более высокое качество приготовления бурового раствора;
- 2) механизирована загрузка исходных материалов.

### Гидромониторные смесители

Гидромониторные смесители применяют главным образом для приготовления буровых растворов из комовых материалов (глины и утяжелителя). Однако их можно применять также для приготовления растворов из порошкообразных материалов и химических реагентов.

К особенностям гидромониторных смесителей относятся: использование кинетической энергии струи жидкости для быстрого разрушения частиц твердой фазы, а также для механического разрушения крупных комков; возможность механизации загрузки исходных материалов при помощи бульдозеров или

автомашин-самосвалов, которые загружают материалы непосредственно в резервуары. Полезный объем резервуаров смесителей от 6 до 60 м<sup>3</sup>.

Для получения больших скоростей жидкости в насадках гидромониторов требуется высокое давление в подводящем трубопроводе. При одновременной работе от двух до девяти гидромониторов для питания одного смесителя используют один-два буровых насоса. Давление жидкости перед насадками колеблется от 5,0 до 10 МПа для различных конструкций смесителей.

В буровых предприятиях применяют гидромониторные смесители различных типов: ГВТФ-1, ГСТ и др.

*Смеситель ГВТФ-1* имеет резервуар объемом 50 м<sup>3</sup>, снабжен монитором с запорным вентилем перед каждым из них. При помощи вентиля можно изменять число одновременно работающих мониторов.

*Гидромониторный смеситель ГСТ* с резервуаром 14 м<sup>3</sup> конструктивно отличается от ГВТФ-1. Преимуществами смесителя ГСТ являются удобное расположение гидромониторов, отсутствие вентиля, что значительно упрощает его эксплуатацию, наличие лабиринта, обеспечивающего сепарацию нераспустившихся частиц материала.

#### Техническая характеристика

Производительность, м <sup>3</sup> /ч	40
Объем резервуара, м <sup>3</sup>	14
Рабочее давление, Па:	
при работе двух насосов	7,5—9,5
при работе одного насоса	4,0—5,0
Угол наклона загрузочного трапа, градус	14
Ширина загрузочного трапа, м	3,31
Габаритные размеры, м:	
длина	11,77
ширина	3,7
высота	2,9
Масса (с загрузочным трапом), кг	8,39

Смеситель ГСТ (рис. VIII.7) состоит из резервуара 2 и загрузочного трапа 1, по которому бульдозером подаются в резервуар исходные материалы.

Резервуар разделен перегородкой на два сообщающихся отсека А и Б. В отсек А встроены шесть гидромониторов, направленных под углом к оси резервуара. Такое расположение гидромониторов обеспечивает создание в отсеке А мощного потока, интенсивное размывание глины или утяжелителя и разрушение твердых сmerzшихся кусков. В отсек Б встроены три гидромонитора. Образовавшаяся в отсеке А суспензия движется в отсек Б, который разделен перегородками на четыре полости. Проходя между перегородками, раствор теряет нераспустившиеся комки глины или утяжелителя, которые под воздействием струи трех гидромониторов возвращаются в отсек А.

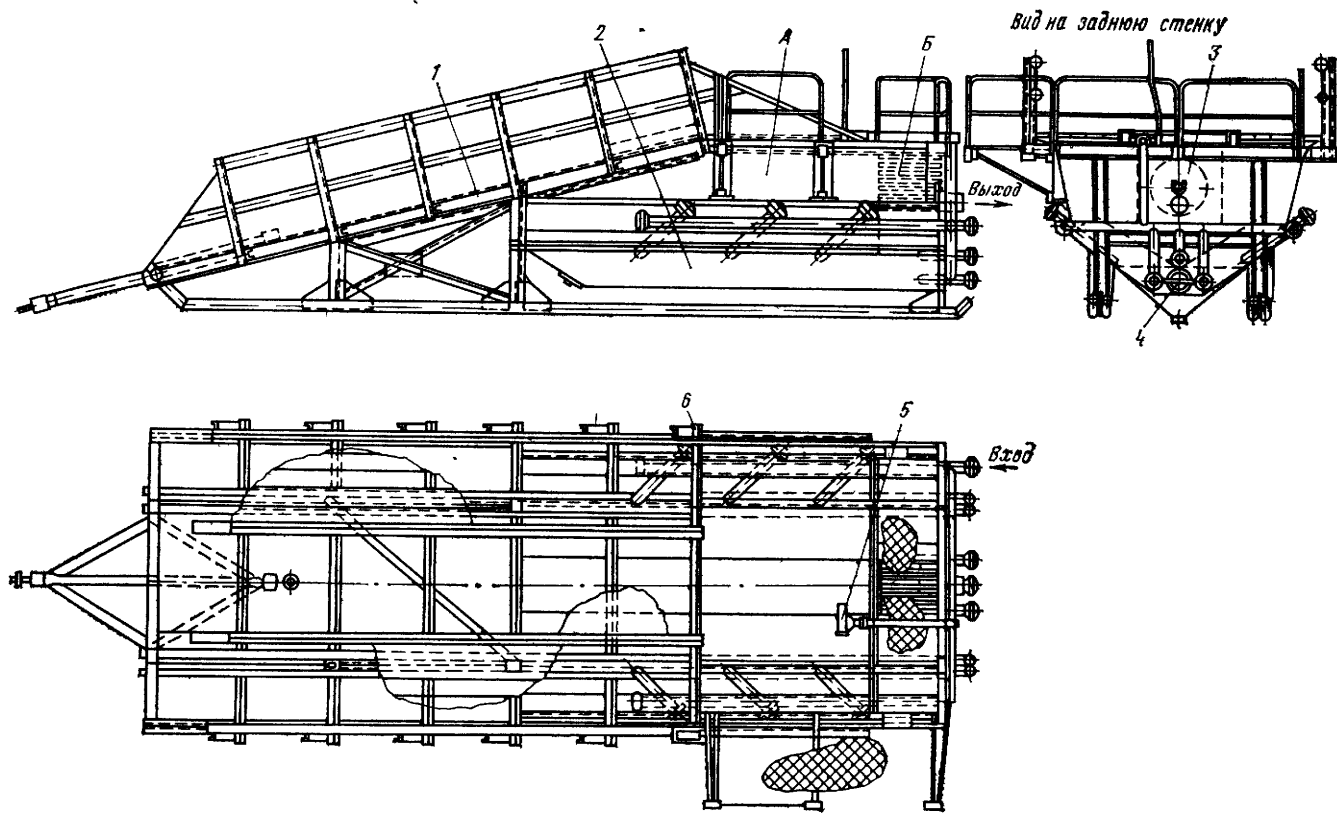


Рис. VIII.7. Гидромониторный смеситель ГСТ

Освобожденная от комков суспензия поступает в барабанный фильтр 3, а оттуда через сливную трубу — в приемный или запасной резервуар.

Нераспустившиеся комки материала в отсеке А снова размываются и поступают вторично в отсек Б. Для предотвращения засорения насадок гидромониторов перед каждым из них установлен фильтр. По окончании работы смесителя резервуар очищается от осадка глины или утяжелителя при помощи двухшарнирного гидравлического перемешивателя 5. Образовавшаяся пульпа удаляется через люк 4.

Гидромониторный смеситель транспортируется в собранном виде только в пределах промысла по шоссейным или грунтовым дорогам. С завода он поступает в составе трех блоков — корпуса 6 и двух боковин, которые привариваются к корпусу при первичном монтаже.

Конструктивные особенности смесителя ГСТ обеспечивают более высокое качество готовой суспензии. Однако и в смесителе ГСТ за один цикл не может быть получена высококачественный буровой раствор. Поэтому суспензия, полученная в смесителе, несколько раз циркулирует по замкнутому циклу буровой насос — смеситель — запасной резервуар — буровой насос до полной диспергации твердой фазы.

Большая гидравлическая мощность гидромониторного смесителя ГСТ, наряду с его конструктивными преимуществами, позволяет быстро заготовить значительное количество раствора, что особенно важно при замене в системе циркуляции скважины воды раствором. Поэтому смесители ГСТ широко применяются на промыслах восточных районов.

В объединении Грознефть для утяжеления буровых растворов используют особый гидромониторный смеситель. Он представляет собой цилиндрический резервуар, устанавливаемый обычно ниже уровня складирования утяжелителя. Рядом с резервуаром на возвышении или на деревянном помосте накапливается запас утяжелителя. Буровой раствор поступает из манифольда в гидромонитор, откуда струя жидкости направляется на кучу утяжелителя для его размыва. Образовавшаяся при этом пульпа стекает в резервуар, где размешивается дополнительной порцией жидкости, поступающей из второго гидромонитора, который расположен горизонтально, непосредственно у дна резервуара.

Гидромонитор соединен с вертикальной центральной трубой, установленной в подшипнике. Под действием реакции струи гидромонитор постоянно вращается в горизонтальной плоскости, обеспечивая одновременно с разбавлением раствора хорошее его перемешивание. Полученный раствор вытекает из верхней части резервуара.

## Установка для приготовления бурового раствора УПР-Р-2

К гидромониторным смесителям следует отнести также комбинированную установку УПР-Р-2. Она предназначена для приготовления и утяжеления бурового раствора из комовых и влажных порошкообразных материалов: для регенерации утяжелителя и для регулирования состава и содержания твердой фазы в растворе.

### Техническая характеристика

Производительность при утяжелении раствора, м <sup>3</sup> /ч	80—100
Производительность при регенерации сухого железистого утяжелителя, т/ч	5,5—6,5
Количество извлеченной глины из утяжеленной жидкости за один цикл, %	6—7
Полезный объем резервуара, м <sup>3</sup>	60
Габаритные размеры установки, м:	
длина	10
ширина	3,2
высота	4,6
Масса (без наклонного трапа), т	13,25

Установка состоит из открытого стального резервуара с наклонным дном, верхняя часть которого закрыта решеткой. На решетку резервуара может въезжать по наклонному трапу самосвал и сбрасывать глину или утяжелитель. Внутри резервуара у боковых его стенок имеются два гидромонитора. В передней части установки смонтированы два гидроциклона диаметром 150 мм, один гидроциклон-смеситель диаметром 600 мм, два струйных насоса и арматура для управления гидромониторами, циклонами и струйными насосами.

Раствор или вода подается буровым насосом под давлением в гидромониторы и в струйный насос. Струи жидкости из гидромониторов размывают глину или утяжелитель и превращают их в пульпу. Проходя через струйный насос, жидкость засасывает из резервуара пульпу, перемешивается с ней и поступает в гидроциклон-смеситель. Здесь пульпа окончательно перемешивается с жидкостью, происходит диспергирование частиц утяжелителя или глины. Частицы, которые не успели полностью диспергироваться, поднимаются в верхнюю часть гидроциклона и сбрасываются в резервуар. Приготовленная и освобожденная от нераспустившихся комочков суспензия поступает по центральной трубе к приему насосов.

Гидроциклоны диаметром 150 мм используют при регенерации утяжелителя и извлечении излишней глинистой фазы из утяжеленного раствора.

## Гидравлические смесители эжекторного типа

Гидросмесители эжекторного типа применяют для приготовления и утяжеления буровых растворов из порошкообразных материалов, а также для химической обработки буровых растворов сухими порошкообразными реагентами.

В настоящее время гидравлические смесители эжекторного типа отечественные машиностроительные заводы отдельно не изготавливают, а они входят в комплект различных агрегатов, например, в цементно-смесительные машины, блок приготовления БПР, блок гидросмесителей БГС.

## Гидравлическая мешалка ГДМ-1

Гидравлическая мешалка (рис. VIII.8) состоит из воронки 1 для загрузки порошков, камеры смешения 4 с насадкой 5; бака 2 и общей сварной рамы 3. К камере смешения через насадку подводится вода или раствор под давлением 2,0—3,0 МПа. В камере образуется вакуум, в результате чего туда засасывается порошок из воронки; порошок смешивается с жидкостью. Образовавшаяся пульпа поступает в бак и ударяется о специальный башмак, вследствие чего происходит дополнительное измельчение комков твердой фазы и перемешивание их с жидкостью.

Поднимаясь, суспензия теряет скорость, из нее выпадают на дно комки глины или утяжелители. Готовая суспензия сливается через выходную трубу А в верхней части бака. Конструкция гидромешалки ГДМ-1 рассчитана на влажные порошки с комками.

Гидравлические мешалки аналогичной конструкции, но без смесительного бака применяются для приготовления цемент-

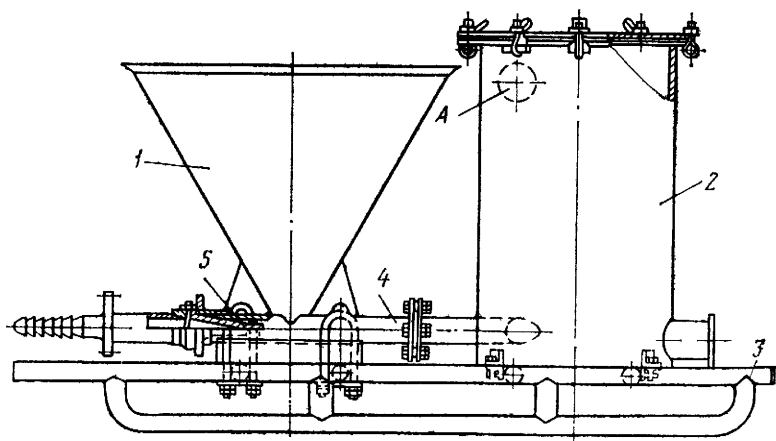


Рис. VIII.8. Гидравлическая мешалка ГДМ-1

### Техническая характеристика

Производительность, м <sup>3</sup> /ч . . . . .	70—90
Объем, м <sup>3</sup> :	
воронки . . . . .	0,175
бака . . . . .	1,0
Габаритные размеры, м:	
длина . . . . .	2,8
ширина . . . . .	1,6
высота . . . . .	1,9
Масса, кг . . . . .	1120

ных растворов. В частности, они являются составной частью цементно-смесительных машин. В гидравлических мешалках цементно-смесительных машин иногда готовят буровые растворы из глинопорошков.

### Блок гидросмесителей БГС

Блок гидросмесителей БГС предназначен для приготовления, утяжеления и химической обработки буровых растворов из сухих порошкообразных материалов, а также для питания вспомогательного трубопровода буровой установки.

Блок состоит из сварной рамы 1 (рис. VIII.9), двух центробежных шламовых насосов 5 с электродвигателями, двух гидравлических смесителей эжекторного типа 3, двух столиков 2 с дисковыми ножами для разрыва бумажных мешков, нагнетательного трубопровода 6 с поворотными шибберными заслонками сливного трубопровода 4 и всасывающего трубопровода 7.

### Техническая характеристика

Давление шламового насоса, МПа . . . . .	0,30
Подача одного насоса, л/с . . . . .	41,5
Установленная мощность электродвигателей, кВт . . . . .	2×40
Диаметр сменной насадки гидравлического смесителя, мм . . . . .	40
Габаритные размеры, м:	
длина . . . . .	6
ширина . . . . .	2,64
высота . . . . .	2,4
Масса, кг . . . . .	3425

Центробежный шламовый насос ШН-150 имеет рабочее колесо открытого типа. Рабочая полость спирального корпуса защищена сменными бронедисками. Зазоры между рабочим колесом и бронедисками регулируются болтами.

Нагнетательный трубопровод с пятью поворотными заслонками обеспечивает подачу жидкости в гидравлические смесители одним или двумя насосами, а также подачу раствора через верхние отводы во вспомогательный трубопровод буровой установки.

Всасывающий трубопровод при монтаже блока гидросмесителей на буровой подсоединяется к промежуточному или запасному резервуару циркуляционной системы. Всасывающий

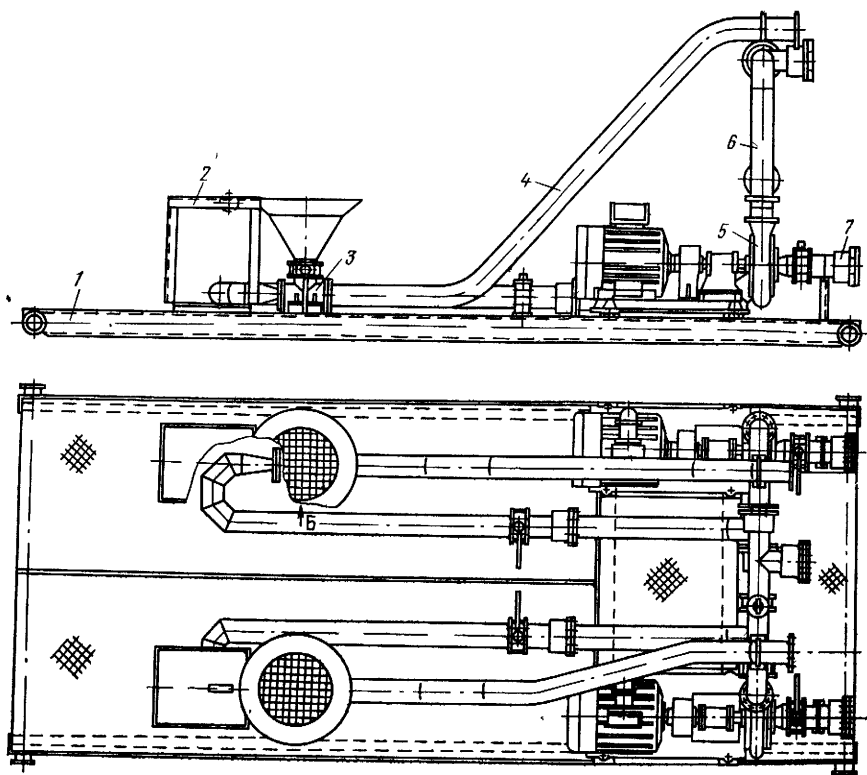


Рис. VIII.9. Блок смесителей БГС

и нагнетательный трубопроводы выполнены из труб диаметром 150 мм. Насадки диаметром 40 мм, которыми укомплектованы гидравлические смесители блока, могут быть заменены насадками других размеров.

Буровой раствор готовится следующим образом. Бумажный мешок с порошкообразным материалом ставится на столик 2 и вручную продвигается к приемной воронке. Нижняя часть мешка при этом разрезается дисковым ножом, порошок высыпается в приемную воронку и через открытую заслонку попадает в смесительную камеру. Под действием вакуума в смесительной камере приемная воронка освобождается от порошка и готова к приему следующей порции.

В смесительной камере и частично в сливном трубопроводе порошок смешивается с жидкостью (водой или раствором); приготовленный буровой раствор подается по сливному трубопроводу в один из резервуаров циркуляционной системы. В зависимости от назначения операции приготовления в приемные

воронки гидросмесителей подается глинопорошок, сухой порошкообразный утяжелитель или сухой порошкообразный химический реагент.

## Блок приготовления буровых растворов БПР

Блок БПР предназначен для хранения на буровой сухих порошкообразных материалов (глины, утяжелителя, химических реагентов) и приготовления из них различных буровых растворов. Блок может быть использован также для приготовления цементных растворов.

Конструкцией блока предусмотрены пневматические погрузка, выгрузка и транспортировка порошкообразных материалов.

### Техническая характеристика

Производительность, м <sup>3</sup> /ч . . . . .	До 60
Вместимость двух бункеров, м <sup>3</sup> . . . . .	50
Диаметр бункеров, м . . . . .	2,8
Скорость загрузки бункера, т/мин . . . . .	До 1
Наибольшее давление в бункере, МПа . . . . .	0,05
Наибольшее допустимое давление жидкости перед смесителем, МПа . . . . .	4,0
Плотность приготовленного раствора, г/см <sup>3</sup> :	
неутяжеленного . . . . .	1,05—1,3
утяжеленного . . . . .	1,3—2,3
Наибольшая подача тарельчатого питателя, м <sup>3</sup> /ч . . . . .	28
Мощность электродвигателя, кВт . . . . .	1,5
Габаритные размеры, м:	
длина . . . . .	7,5
ширина . . . . .	2,75
высота . . . . .	7,25 (3,9) *
Масса, кг . . . . .	12 000

\* В транспортном положении.

Блок (рис. VIII.10) состоит из рамы 1, на которой смонтированы два цилиндрических телескопических бункера 4, гидравлического смесителя эжекторного типа 5, двух тарельчатых питателей 3 и пневматического эжектора 2. Нижняя часть каждого бункера неподвижная с коническим днищем, верхняя часть подвижная. Неподвижная и подвижная части бункера соединены с помощью резинотканевого уплотнения. На подвижной части смонтированы воздушный матерчатый фильтр 6, фиксатор, который фиксирует подвижную часть бункера в рабочем положении, предохранительный клапан, загрузочный трубопровод 7 и манометр.

Неподвижная часть бункера оборудована разгрузочным устройством, состоящим из тарельчатого питателя, пневматического эжектора и гидравлического смесителя. Тарельчатый питатель подсоединен к коническому днищу бункера. К разгрузочному окну тарельчатого питателя прикреплен пневматиче-

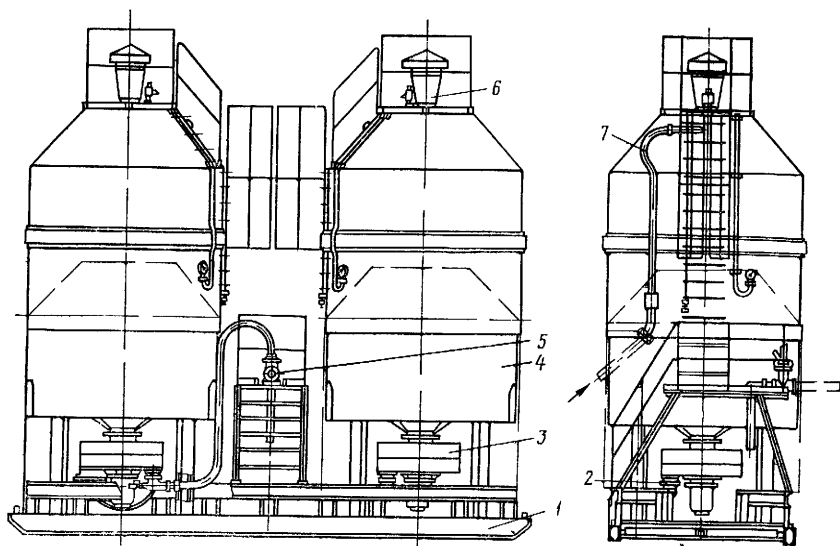


Рис. VIII.10 Блок приготовления буровых растворов

ский эжектор. Гидравлический смеситель установлен на площадке блока, как показано на рис. VIII.10, или на одном из резервуаров циркуляционной системы буровой. Во втором случае вместо тарельчатого питателя применяют затвор шибераго типа с аэрирующим устройством.

Тарельчатый питатель состоит из корпуса, вращающейся тарелки, ножа и привода тарелки, включающего в себя электродвигатель с редуктором. Тарелка вращается с постоянной скоростью. Подача материала регулируется изменением положения ножа с помощью винтовой пары и маховичка.

Телескопические бункеры из транспортного положения в рабочее приводятся с помощью сжатого воздуха, который подается в верхнюю подвижную часть бункера через загрузочный трубопровод. Воздух подается от компрессора автоцементовоза, который доставляет на буровую порошкообразные материалы, или от компрессора буровой установки.

Под действием давления воздуха внутри бункера верхняя подвижная часть его поднимается в крайнее положение и закрепляется фиксаторами. Стальной канат соединяет рычаги четырех фиксаторов с ручной лебедкой. С помощью лебедки осуществляется перевод телескопического бункера из рабочего положения в транспортное, при этом сжатый воздух выходит из бункера.

Загрузка блоков БПР порошкообразными материалами предусмотрена из автоцементовозов с пневматической разгрузкой и из специальных контейнеров. При наличии на буровой не-

скольких блоков БПР они заполняются различными материалами (глинопорошком, баритом, химическими реагентами, цементом). При длительном хранении порошков во избежание образования комков порошки из одного бункера в другой перекачиваются при помощи пневматического эжектора, который питается сжатым воздухом от компрессора буровой установки.

Для приготовления бурового раствора к гидравлическому смесителю подводят трубопровод от манифольда буровых насосов или от нагнетательного трубопровода центробежных насосов. К верхнему патрубку смесителя присоединяют трубопровод от пневматического эжектора. Порошок поступает в смесительную камеру гидравлического смесителя под действием вакуума, образуемого в смесителе. Если гидравлический смеситель установлен на большом расстоянии от бункера БПР, включается также пневматический эжектор.

В зависимости от порошкообразных материалов и жидкости, поступающих в гидравлический смеситель, в блоке БПР можно готовить глинистый раствор, утяжеленный раствор или жидкий химический реагент. Существует ряд модификаций этого блока.

### § 1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ТРЕБОВАНИЯ

Силовым приводом буровой установки называется совокупность двигателей и регулирующих их работу устройств, осуществляющих преобразование топливной или электрической энергии в механическую, управление преобразованной механической энергией и передачу ее исполнительному оборудованию, насосам, ротору, лебедке и др.

Мощность (на входе в трансмиссию) характеризует основные потребительские и технические свойства привода и является его 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 электропередачами. К неавтономным приводам относятся: асинхронные и синхронные электродвигатели трехфазного переменного тока с механической передачей; синхронные двигатели трехфазного переменного тока с гидравлической или электродинамической передачей.

В соответствии с кинематикой установки привод может иметь два основных исполнения: индивидуальный и групповой. Индивидуальный привод широко распространен в установках с электродвигателями. При его использовании достигается высокая маневренность в компоновке и размещении бурового оборудования на основаниях при монтаже. Групповой привод применяют при двигателях внутреннего сгорания для уменьшения их числа.

Потребителями энергии буровой установки являются:

1) в процессе бурения — буровые насосы, ротор (при роторном бурении), устройства для приготовления и очистки бурового раствора от выбуренной породы; компрессор, водяной насос и др.;

2) при спуске и подъеме колонны труб — лебедка, компрессор, водяной насос и механизированный ключ.

Приводы также делятся на главные (приводы лебедки, буровых насосов и ротора) и вспомогательные (приводы осталь-

ных устройств и механизмов буровой установки). Мощность, потребляемая вспомогательными устройствами, не превышает 10—15% мощности, потребляемой главным оборудованием.

## **§ 2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ПРИВОДАМ БУРОВЫХ УСТАНОВОК**

Исходя из технологии бурения нефтяных и газовых скважин и учитывая условия, 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 на вращение бурильных труб затрачивается мощность от 200 до 500 кВт. Во время спуско-подъемных операций двигатели имеют резко переменную нагрузку — от холостого хода до максимальной, причем нагрузки от минимума до максимума изменяются через 2—3 мин, а в отдельных случаях и чаще. При таком режиме двигатель непрерывно работает до 10—12 ч. Во время вспомогательных работ (промывка скважины, наращивание колонны, смена долота и др.) двигатели, как правило, загружены не полностью.

Наиболее тяжелые условия создаются при ликвидации аварий в скважинах. В этих случаях привод эксплуатируется с резко переменными нагрузками, часто требуются реверс и передача мощности, превышающая расчетную, ибо бурильщик всеми средствами стремится ликвидировать аварию.

Силовой привод иногда эксплуатируется при газопрооявлениях в скважине; во избежание воспламенения газа или нефти дизели должны быть оборудованы искрогасителями, позволяющими в отдельных случаях работать при фонтанных проявлениях в данной скважине или вблизи фонтанирующей скважины. Силовые агрегаты на буровой в большинстве случаев устанавливаются в дощатых сараях, которые не утепляют, за исключением районов Сибири. Поэтому температура воздуха в таком помещении в зимнее время при остановке двигателей постепенно опускается ниже нуля, а в южных районах температура летом поднимается до +60° С.

Силовые приводы должны быть рассчитаны на полную длительную загрузку при бурении и должны обеспечивать проведение спуско-подъемных операций на высоких скоростях. При их конструировании следует учитывать возможность применения механизмов (турботрансформаторов, многорядных цепей и т. д.), способствующих улучшению технико-экономических показателей установок.

Конструкция двигателей должна обеспечивать легкость их запуска, предохранение двигающихся частей от попадания пыли, песка, надежную фильтрацию воздуха, масла и топлива, нормальный тепловой режим при колебаниях температуры наружного воздуха в широких пределах, а также допускать осмотр и замену быстроизнашивающихся его деталей и узлов.

### § 3. МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИВОДА БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

При выборе мощности привода буровой установки прежде всего следует определить мощность, необходимую для привода насосов, 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 обычно определяют, исходя из количества жидкости  $Q$ , которое необходимо закачивать в скважину, для чего пользуются известной формулой

$$Q = 0,785 (D^2 - d^2) v. \quad (\text{IX.1})$$

Если принять диаметр скважины  $D = 0,250$  м, диаметр буровых труб  $d = 0,127$  м, скорость подъема бурового раствора  $v = 1,0$  м/с, то  $Q = 0,037$  м<sup>3</sup>/с = 37 л/с.

Величину ожидаемого давления в зависимости от подачи насосов и глубины скважины при роторном бурении и нормальной плотности бурового раствора ориентировочно можно найти по номограммам.

Зная подачу насосов  $Q$  и ожидаемое давление на выкиде  $p$ , легко можно вычислить мощность двигателей (в кВт), необходимую для привода насосов:

$$N = Qp/\eta, \quad (\text{IX.2})$$

где  $p = 22$  — давление, МПа;  $\eta = 0,8$  — к. п. д. насосного агрегата. Тогда

$$N = \frac{37 \cdot 22}{0,8} = 1017 \text{ кВт.}$$

Для закачки в скважину 37 л/с бурового раствора при давлении 22 МПа потребуются два насоса с приводной мощностью 500 кВт каждый. Такими насосами могут быть насосы типа У8-6МА2.

На всех буровых установках, как правило, устанавливаются два насоса. В отдельных случаях в зависимости от геологических условий и глубин скважин устанавливают дополнительно один-два насоса с индивидуальным приводом.

При определении оптимальной мощности привода лебедки следует исходить из следующих основных положений.

1. Подъем колонны максимального веса, на который рассчитан привод с тремя двигателями, должен быть обеспечен двумя двигателями на первой скорости. Следовательно, мощность одного двигателя силового привода

$$N'_d = Qv/2 \eta,$$

где  $Q$  — вес поднимаемой колонны, МН;  $v$  — скорость подъема колонны, м/с;  $\eta$  — к. п. д. установки.

Если установлены два двигателя, то подъем колонны максимального веса должен быть обеспечен одним двигателем.

2. Скорость подъема колонны на первой скорости принимаем равной 0,3—0,5 м/с.

3. Число двигателей на приводе принимаем равным трем. Расчет мощности, необходимой для привода лебедки. Находим мощность (в кВт) на крюке

$$N_k = Q_{\max} v_k 10^{-3}, \quad (\text{IX.3})$$

где  $Q_{\max}$  — наибольший вес бурильной колонны МН;  $v_k$  — минимальная скорость подъема крюка, м/с.

Откуда мощность (в кВт), необходимая на барабане,

$$N_d = N_k / \eta_{тс}$$

( $\eta_{тс}$  — коэффициент полезного действия талевой системы).

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

$$N_{д.л} = N_k / \eta_{тс} \eta_{д.л} \quad (\text{IX.4})$$

( $\eta_{д.л}$  — коэффициент полезного действия всей установки).

$$N_d = Q_{\max} v_k 10^{-3} / \eta, \quad (\text{IX.5})$$

где  $\eta = \eta_{тс} \eta_{д.л} = \eta_{тс} \eta_{ц} \eta_{р} \eta_{кр} \eta_{вх} \eta_{в}$ ;  $\eta_{тс} = 0,87$  — к. п. д. талевой системы;  $\eta_{ц} = 0,96 \times$  число передач к. п. д. цепных передач;  $\eta_{р} = 0,98$  — к. п. д. понизительного редуктора;  $\eta_{кр} = 0,95 \times$  число передач к. п. д. клиноременной передачи;  $\eta_{вх} = 0,95$  — к. п. д., учитывающий потери на выхлоп;  $\eta_{в} = 0,95$  — к. п. д., учитывающий потери на вентилятор.

Минимальная скорость подъема крюка в соответствии с рекомендациями размерного ряда принимается равной 0,3—0,5 м/с. При такой скорости обеспечивается высокая эффективность спуско-подъемных операций. Удельная мощность, развиваемая на крюке, должна быть в пределах 3,5÷6 кВт на 10 кН веса бурильной колонны. Удельная гидравлическая мощность насосной установки находится в пределах 7÷10 кВт на 10 кН веса колонны. Таким образом, в буровых установках мощность, требующаяся для привода насосов, почти всегда больше мощности, потребляемой лебедки. Поэтому, если установка имеет общий привод, то его номинальная мощность должна определяться по мощности, требующейся насосной группе.

При определении установленной мощности привода в нашем случае необходимо учитывать также дополнительную мощность, которая при бурении затрачивается на проворот или подъем колонны на некоторую высоту (турбинное бурение) либо вращение ротора (роторное бурение). Тогда общая мощность привода (в кВт)

$$N = N_{\text{пн}} + N_{\text{рот}}, \quad (\text{IX.6})$$

где  $N_{\text{пн}}$  — номинальная мощность, необходимая для привода насосов, кВт;  $N_{\text{рот}}$  — мощность, необходимая для привода ротора при бурении скважин (принимается равной 200—500 кВт).

Пример Исходя из этих условий, определяем необходимую мощность  $N'_d$  каждого двигателя (в кВт) для скважин глубиной 3500 м:

$$N'_d = Q_{\text{max}} v_k / \eta_z, \quad (\text{IX.7})$$

где  $Q_{\text{max}} = qLk_a$  — вес поднимаемой колонны (с затяжкой колонны), МН;  $L = 3500$  м — длина бурильных труб;  $q = 250$  Н — вес 1 м бурильных труб с учетом потери веса в растворе;  $k_a = 1,25$  — коэффициент, предусматривающий затяжку колонны;  $v_k = 0,8$  м/с — скорость подъема труб;  $\eta = 0,8$  — к. п. д. установки;  $z = 2$  — число двигателей, необходимых для подъема труб на первой скорости.

Тогда

$$N'_d = \frac{3500 \cdot 250 \cdot 1,25 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}}{0,8 \cdot 2} = 540 \text{ кВт.}$$

Считая, что для привода лебедки должны быть установлены три двигателя (один в резерве), определяем их суммарную мощность:

$$N_{\text{дс}} = 540 \cdot 3 = 1620 \text{ кВт.}$$

Для расчетов рекомендуется принимать на каждые 1000 м глубины бурения 220—300 кВт мощности привода подъемного механизма. Так, для бурения скважины на глубину 5000 м мощность привода на лебедку должна быть 1100 кВт ( $220 \times 5$ ).

Привод ротора осуществляется обычно через лебедку цепной передачей или карданным валом от КПП. При этом на вращение бурильных труб расходуется значительно меньше мощности, чем на привод лебедки.

Мощность, передаваемую на ротор, можно определить по формуле

$$N_p = \frac{N_x + N_{\text{дол}}}{\eta_{\text{д.р}}}, \quad (\text{IX.8})$$

где  $N_x$  — мощность, затрачиваемая на холостое вращение труб;  $N_{\text{дол}}$  — мощность, затрачиваемая на разрушение пород;  $\eta_{\text{д.р}}$  — к. п. д. от двигателя к ротору.

$$N_x = n \sqrt[3]{n} (2,2 + 0,16 d^2 \rho L) \cdot 10^{-2}, \quad (\text{IX.9})$$

Здесь  $n$  — частота вращения роторного стола, об/мин;  $d$  — наружный диаметр бурильных труб, м;  $\rho$  — относительная плотность бурового раствора;  $L$  — длина бурильных труб, м.

$$N_{\text{дол}} = \frac{kP_d D}{3} \frac{n}{9,55}, \quad (\text{IX.10})$$

где  $k=0,2 \div 0,3$  — для изношенного шарошечного долота;  $k=0,1 \div 0,2$  — для нового долота в твердых породах;  $P_d$  — нагрузка на долото, кН;  $D$  — диаметр долота, м.

Пример. Определим потребляемую мощность для привода ротора при  $L=2650$  м;  $P_d=150$  кН;  $D=0,394$  м;  $\rho=1,5$ ;  $d=0,127$  м;  $n=120$  об/мин;  $\eta_{\text{др}}=0,8$ .

$$N_x = 150 \sqrt[3]{150 (2,2 + 0,16 \cdot 0,127^2 \cdot 1,5 \cdot 2650)} 10^{-2} = 99 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{дол}} = \frac{0,3 \cdot 150 \cdot 0,394}{3 \cdot 9,55} 150 \approx 90 \text{ кВт};$$

$$N_p = \frac{N_x + N_{\text{дол}}}{\eta_{\text{др}}} = \frac{99 + 90}{0,8} = \frac{189}{0,8} \approx 240 \text{ кВт}.$$

#### § 4. ДИЗЕЛЬНЫЙ БУРОВОЙ ПРИВОД

Более половины всех буровых установок Советского Союза, используемых при бурении нефтяных и газовых скважин, имеют привод от двигателей 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 скважин устанавливают следующие двигатели внутреннего сгорания: В2-450, В2-500, 1Д-12Б, 6Ч21/21 и 1А6Д49.

#### Двигатели силовых приводов

Двигатель В2 (рис. IX.1) представляет собой двенадцатицилиндровый быстроходный четырехтактный дизель с V-образным расположением цилиндров и водяным охлаждением. Двигатель состоит из картера, двух цилиндровых блоков, кривошипно-шатунного механизма, механизма передачи, топливоподающей системы и систем смазки, охлаждения и пуска двигателей. Картер состоит из верхней 1 и нижней 2 частей. К нему крепятся два блока цилиндров левый 4 и правый 3, оси которых располагаются под углом  $60^\circ$ . Каждый блок имеет шесть гнезд, в которые запрессованы стальные гильзы рабочих цилиндров.

Благодаря применению легких алюминиевых сплавов двигатель В2 имеет небольшую массу.

Техническая характеристика двигателей приведена в табл. IX.1.

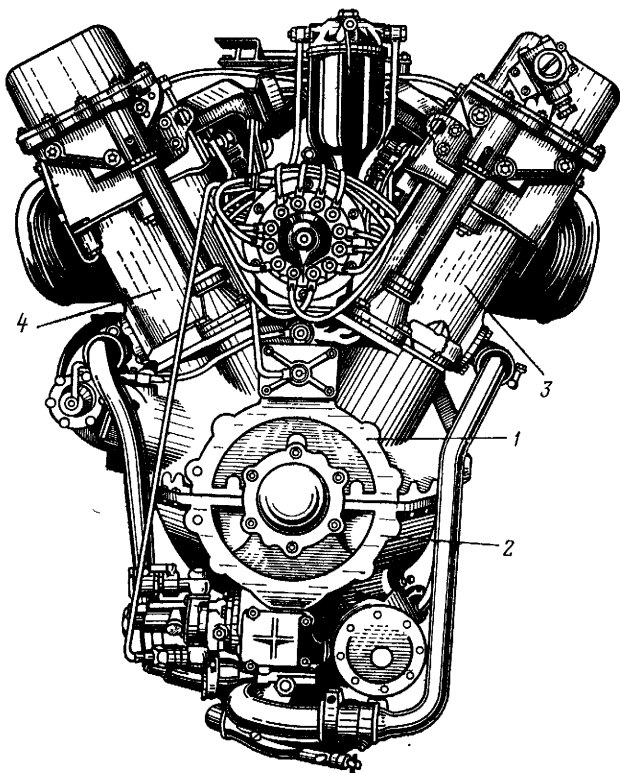


Рис. IX.1. Двигатель типа В2

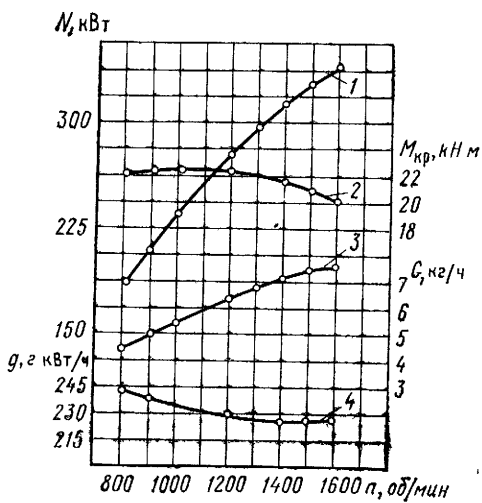


Рис. IX.2. Внешняя характеристика двигателя В2-450

Таблица IX.1

Параметры	B2-450	B2-500	6Ч21/21	1А6Д49
Номинальная мощность, кВт	330	370	465	773
Номинальная частота вращения, об/мин	1600	1800	1200	1000
Минимальная устойчивая частота вращения, об/мин	600	600	500	350
Степень сжатия	14—15	14—15	13	13
Минимальный крутящий момент, кН·м	20	20	37	70
Диаметр цилиндров, мм	150	150	210	260
Ход поршня, мм:				
для левого ряда	180	180	210	260
для правого ряда	186,7	186,7		
Число цилиндров	12	12		
Удельный расход топлива, г/кВт ч	227	240	6	8
Габаритные размеры м:				
длина	1,82		3,4	
ширина	1,04		1,1	
высота	1,07		1,87	
Масса сухого двигателя, т	1,35		4,8	9,2

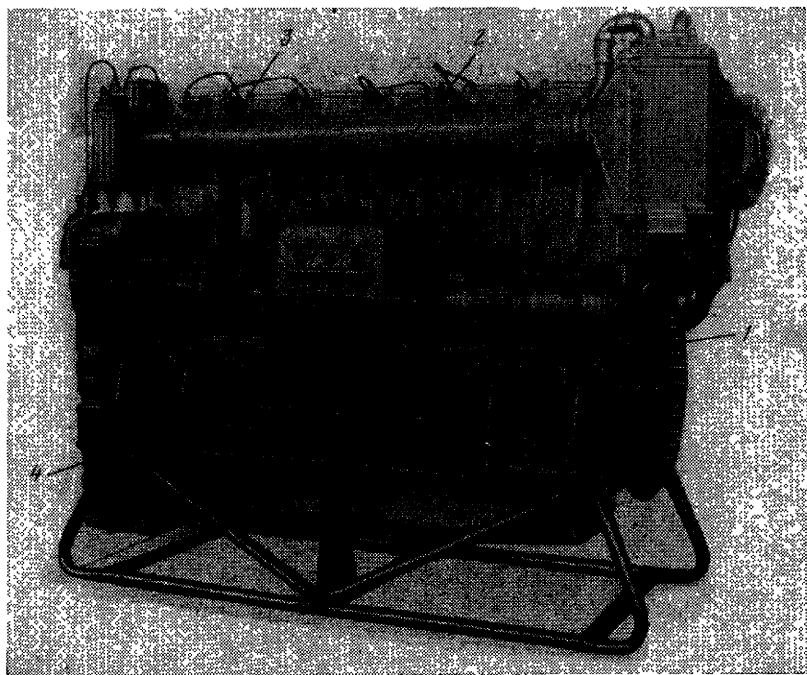


Рис. IX.3. Общий вид двигателя 6Ч21/21:

1 — картер; 2 — блок цилиндров; 3 — всасывающий коллектор; 4 — нижний картер

На рис. IX.2 показана внешняя характеристика двигателей В2-450, т. е. зависимость мощности  $N$  на валу (кривая 1), крутящего момента  $M_{кр}$  (кривая 2), расхода топлива  $G$  (кривая 3) и удельного расхода топлива (кривая 4) от частоты вращения вала.

*Двигатель 1Д-12Б* применяется на буровых установках производства ПТО «Баррикады» и по своей конструкции и основным параметрам и размерам аналогичен двигателю В2. Мощность двигателя 310 кВт, частота вращения коленчатого вала 1600 об/мин.

*Двигатель 6Ч21/21* (рис. IX.3) представляет собой линейную шестицилиндровую модель семейства четырехтактных; моторесурс этого двигателя составляет 38000 ч. В приводе буровых установок применяется его модификация 210Д.

Техническая характеристика его приведена в табл. IX.1.

*Двигатель 1А6Д49 V-образный*, четырехтактный восьмицилиндровый применяется в приводе мощных буровых установок БУ-6500. Моторесурс такого двигателя составляет 34000 ч.

Техническая характеристика его приведена в табл. IX.1.

### **Силовые агрегаты с гидромеханической трансмиссией**

На базе описанных двигателей у нас в стране создан ряд силовых агрегатов.

*Силовой агрегат САТ-4М* (рис. IX.4) состоит из двигателя 1Д-12Б 1, турботрансформатора 5, радиатора 4, рамы агрегата 3, рамы двигателя 2 и других вспомогательных устройств. Турботрансформатор крепится к фланцу маховика двигателя при помощи шпилек. Он предназначен для автоматического преобразования крутящего момента и скорости вращения в зависимости от нагрузки. Двигатель вместе с турботрансформатором и радиатором устанавливаются 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.

Как известно, характеристика двигателей внутреннего сгорания не вполне соответствует требованиям, которые предъявляют к приводе буровые механизмы (лебедка, ротор), у которых условия работы непрерывно меняются. Двигатели внутреннего сгорания нельзя запустить под нагрузкой, они не способны к большим перегрузкам. Поэтому при повышении нагрузок на крюке, даже при сравнительно кратковременных, буровищик во время подъема колонны обязан переходить на меньшую скорость, увеличивая при этом время подъема труб и не используя мощность установки. Механическое ступенчатое изменение скоростей подъема вызывает значительную потерю времени на спуско-подъемные операции. А ведь каждую оче-

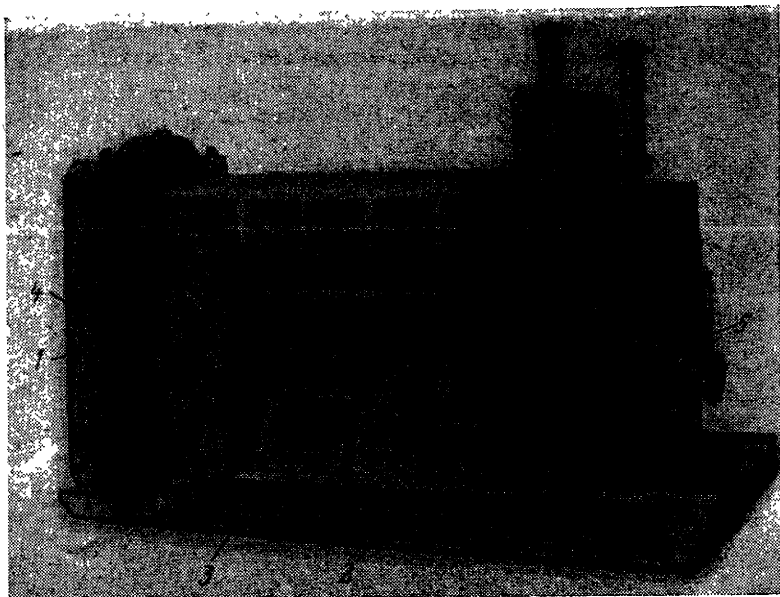


Рис. IX.4. Общий вид силового агрегата САТ-4М

редную свечу можно было бы поднимать из скважины со скоростью, несколько большей скорости подъема предыдущей свечи. Например, вторую свечу можно было бы поднимать со скоростью  $v_2 = v_1 + \Delta v$ , третью — со скоростью  $v_3 = v_2 + \Delta v = v_1 + 2\Delta v$  и т. д., т. е. добиться бесступенчатого изменения скорости подъема труб.

Обеспечение плавного бесступенчатого изменения скорости подъема труб достигается применением турбопередач. При этом колебания частот вращения, неравномерность хода, толчки и перегрузки не передаются на двигатель. К недостаткам передач этого рода надо отнести их низкий к. п. д., в результате чего до 25% мощности поглощается турбопередачей.

Турбопередачи подразделяются на турбомуфты и турботрансформаторы. Турбомуфта является простейшим видом турбопередачи. Она состоит из двух колес: ведущего — насосного колеса, соединенного с валом двигателя, и турбинного, закрепленного на входном валу с полумуфтой на противоположном конце. С помощью этой муфты ведомый вал турбопередачи через последующие механизмы связывается с лебедкой, ротором и насосами.

На колесах имеются лопасты, образующие радиальные каналы. Насосное колесо, соединенное с валом двигателя, сооб-

щает 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. При номинальной мощности скольжение в турбомуфте составляет 0,95—0,98.

Турбомуфты не преобразуют крутящие моменты, у них всегда крутящий момент ведущего вала  $M_1$  равен крутящему моменту ведомого вала  $M_2$ . Коэффициент полезного действия турбомуфты при номинальной нагрузке пропорционален скольжению и равен 0,98—0,95.

Турботрансформатор отличается от турбомуфты тем, что он имеет третье неподвижно закрепленное колесо — направляющий аппарат, возвращающий жидкость после турбины в насосное колесо. Возможно также наличие двух направляющих аппаратов.

Турботрансформатор представляет собой автоматическое устройство, работающее по заданному параметру. При постоянной частоте вращения насосного колеса крутящий момент на ведомом валу изменяется в зависимости от частоты вращения последнего. Крутящий момент насосного колеса сохраняется постоянным.

Имеются еще так называемые комплексные или комбинированные турботрансформаторы, обладающие качествами турбомуфт и турботрансформаторов одновременно. У них с уменьшением нагрузки на втором валу при определенном соотношении частот вращения насосного и турбинного колес направляющий аппарат получает возможность вращаться в том же направлении, что и насосное колесо, при этом механизм работает как турбомуфта.

Турботрансформатор ТТК-1 (рис. IX.5) разработан для буровых установок с двигателями мощностью 220—330 кВт. Ведущую часть его составляют насосное колесо 3 с чашей 1, которые при помощи зубчатой муфты 12 соединяются с коленчатым валом 11 двигателя. Турбинное колесо 2 с валом 7 и полумуфтой 6 образует ведомую часть. Два направляющих аппарата 8 и 9 установлены на обгонных муфтах 10.

Пазы обоймы 5 имеют переменную глубину, поэтому находящиеся в свободной глубокой части паза ролики не препятствуют вращению направляющих аппаратов. В этом случае передача работает как турбомуфта без изменения крутящего момента.

При увеличении нагрузки на выходном валу наступает положение, при котором поток жидкости с лопаток турбинного колеса поступает в направляющий аппарат 8, затем в 9 и,

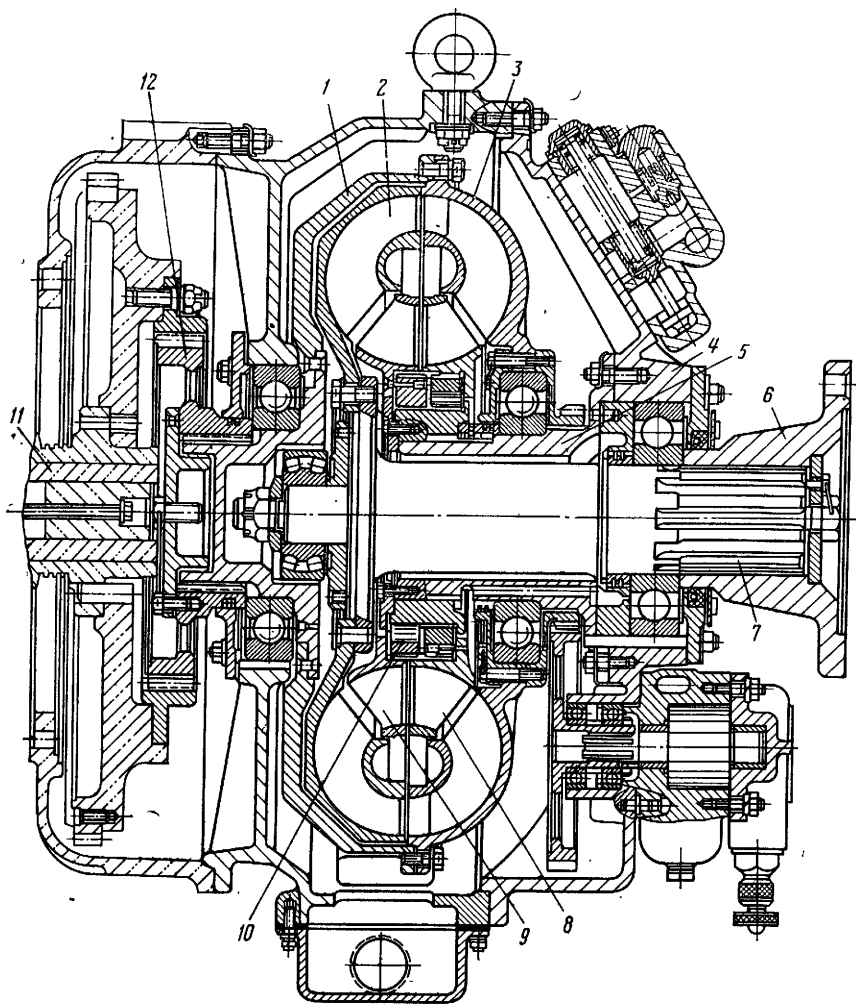


Рис. IX.5. Турботрансформатор ТТК-1

оказывая давление на вогнутые стороны лопаток, будет стремиться повернуть аппарат против часовой стрелки, т. е. в направлении, обратном вращению турбинного колеса. Во время попытки повернуть направляющий аппарат против часовой стрелки ролики заклиниваются и препятствуют его вращению. При этом положении передача работает как турботрансформатор.

Применение двух направляющих аппаратов позволяет расширить зону работы турботрансформаторов с повышенным

значением к. п. д. Перечисленные детали установлены в специальном картере и закрыты крышкой 4, обеспечивающей надежную герметичность сборки.

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 турбопередач маловязкие масла вплоть до дизельного топлива.

*Силовой агрегат СА-10 (АДГ-600)* предназначен для привода буровых установок, работающих в районах с умеренным климатом. Он состоит из двигателя 6Ч21×21 с вспомогательными узлами и системами смазки и охлаждения, турботрансформатора ТТК-745, смонтированных на общей жесткой раме. Краткая техническая характеристика его приведена в табл. IX.2.

На базе четырех агрегатов СА-10 и цепного редуктора, установленных на общей жесткой раме, создан силовой привод для буровых установок Уралмаш 160ДГУ.

*Силовой агрегат СА-6* состоит из двигателя, турботрансформатора ТТК-669, радиатора и систем обеспечения. Все это монтируется на общей раме. В силовом приводе таких агрегатов четыре, все они установлены на общем основании и с точки на точку перевозятся как крупными блоками на тяжеловозах, так и мелкими и отдельными агрегатами на универсальном транспорте. Впервые эти агрегаты были смонтированы на установках Уралмаш 125ДГУ.

Т а б л и ц а IX.2

Параметры	Тип агрегата			
	САТ-4М	СА-10 (АДГ-600)	СА-6	1АДГ-1000
Общая мощность агрегата (по дизелю), кВт	235	464	332	773
Общая мощность на выходе агрегата при к. п. д. турботрансформатора 0,85 кВт	200	353	252	625
Частота вращения вала турботрансформатора (при полной мощности), об/мин	1350	1200	1200	880
Габаритные размеры, м:				
длина	4,42	4,25	5,75	5,75
ширина	1,60	1,5	1,82	1,82
высота	2,24	2,76	2,92	2,92
Масса, т	3,1	8,5	17,0	17,0

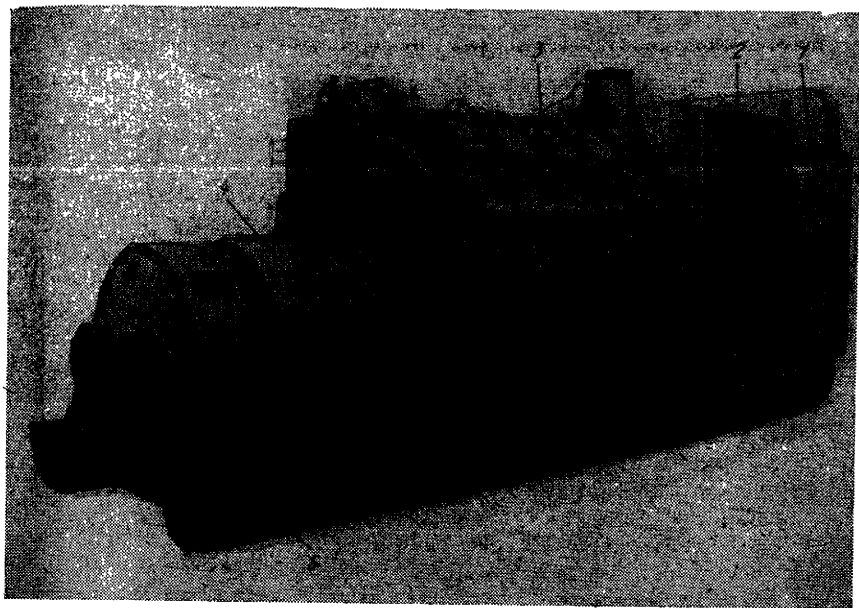


Рис. IX.6. Силовой агрегат 1АДГ-1000

Краткая техническая характеристика агрегата СА-6 приведена в табл. IX.2.

*Силовой агрегат 1АДГ-1000* (рис. IX.6) предназначен для группового и индивидуального приводов буровых установок, работающих в районах умеренного («У») климата. Он состоит из двигателя 1А-6Д49 (8ЧН26/26) 3, турботрансформатора ТТК932 4, радиаторов водяного 1 и масляного 2 и систем обеспечения. Все это оборудование монтируется на жесткой раме 5 и составляет агрегат. Краткая техническая характеристика его приведена в табл. IX.2.

### **Силовые агрегаты с механической трансмиссией**

*Одношквивный силовой агрегат* (рис. IX.7) состоит из двигателя В2-450 2, понизительного редуктора 3, шинно-пневматической муфты ШПМ-500 4 и одношквивной трансмиссии 5, смонтированных на металлической раме 1 длиной 4,7 м. Одношквивный агрегат, установленный на трехдизельном приводе, приводит в движение лебедку, насосы, а также компрессор.

*Двухшквивный силовой агрегат* (рис. IX.8) состоит из двигателя В2-450 2, понизительного редуктора 3, шинно-пневматической муфты ШПМ-500 7, двухшквивной трансмиссии 5, один

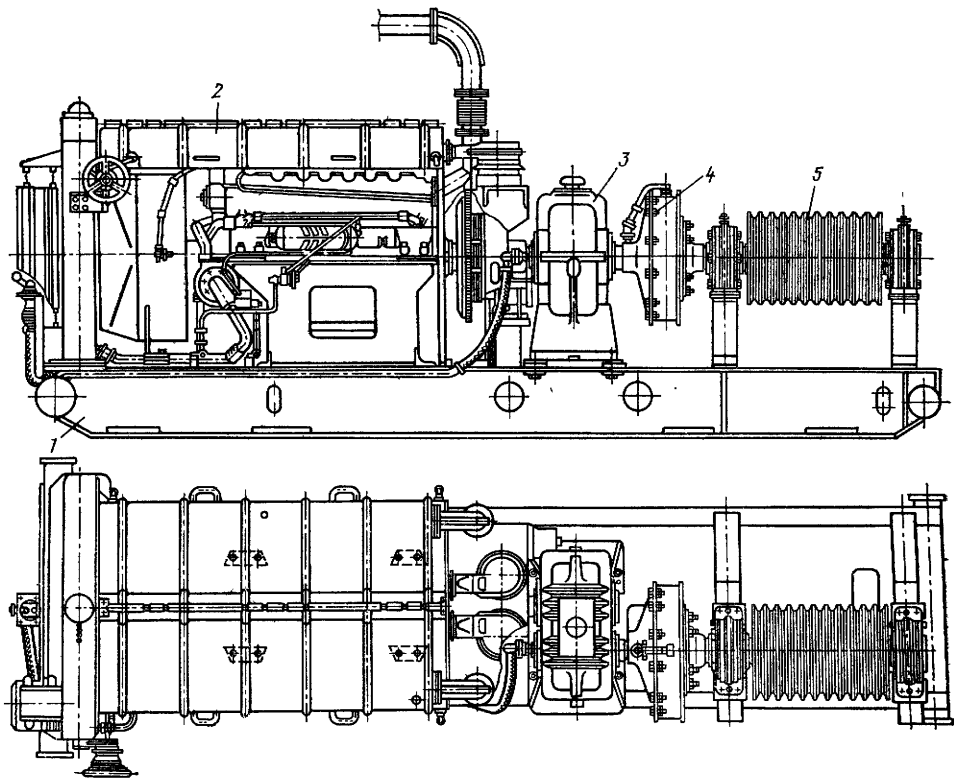


Рис. IX.7. Одношквный силовой агрегат

из шкивов которой диаметром 630 мм включается с помощью шинно-пневматической муфты ШПМ-500 6, предназначенной для привода бурового насоса. Эти механизмы установлены на кронштейнах 4 на металлической раме 1.

Двухшкивный силовой агрегат с коробкой передач (рис. IX.9) суммирует мощность всех трех двигателей для привода одного насоса или через лебедку и ротор.

Агрегат состоит из двигателя В2-450 2, понижительного редуктора 3 ( $u=1,53$ ), соединенного с валом двигателя, шинно-пневматической муфты ШПМ-500 5, с помощью которой включается и отключается двигатель, двухшкивной трансмиссии 4 и коробки передач 7, соединенной с трансмиссией с помощью муфты 2ШПМ-500 6.

Шкивы трансмиссии имеют 16 канавок под клиновые ремни профиля «Д», при помощи которых все три дизеля соединены между собой. Диаметры шкивов равны 500 мм, а шкивов, передающих мощность буровым насосам, — 630 мм.

Эти механизмы установлены на общей металлической раме 1 длиной 8,5 м, которая при сборке привода устанавливается на общую раму всего трехдизельного привода. Все двигатели имеют систему водяного охлаждения, масло- и топливопроводы, а также пульты управления, смонтированные вместе с двигателем на раме.

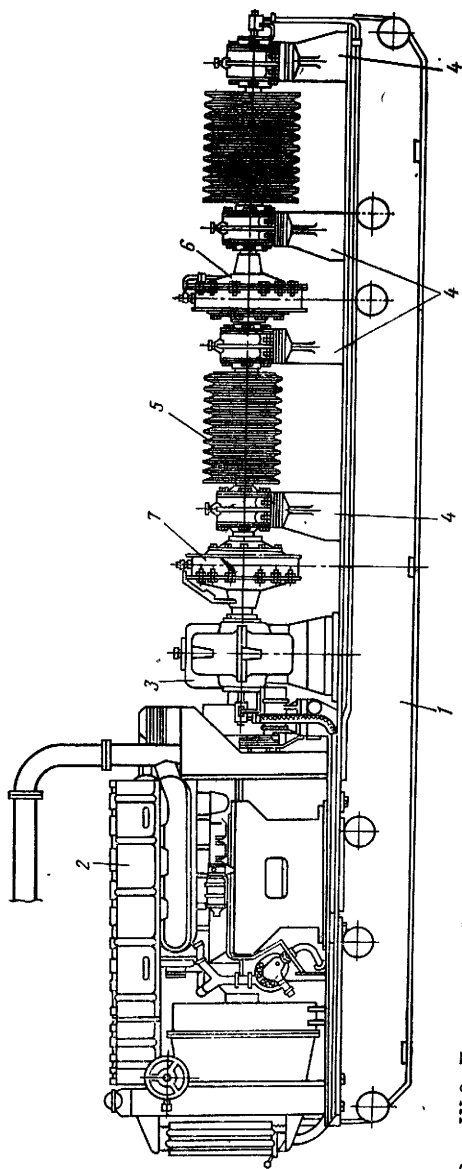
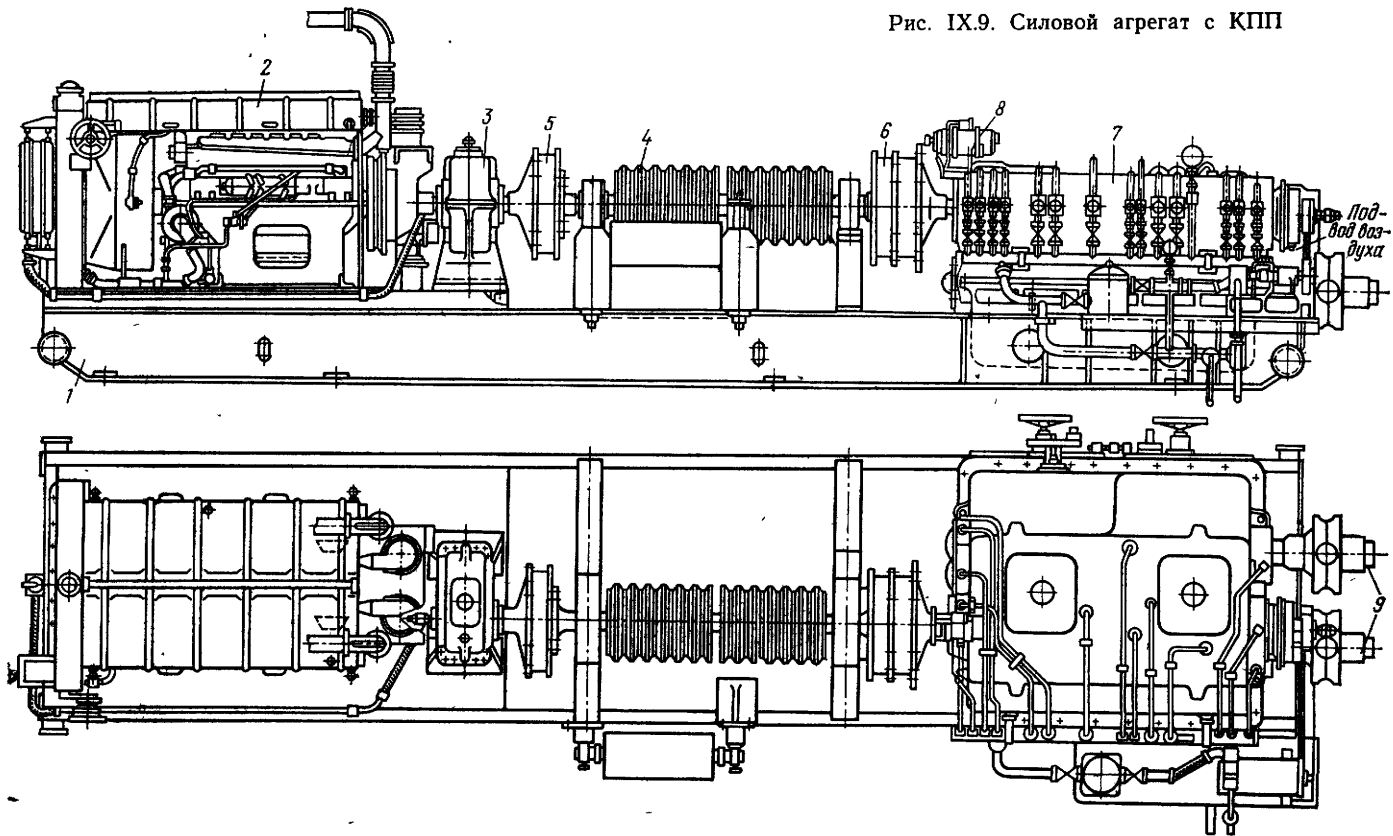


Рис. IX.8. Двухшкивный силовой агрегат

Рис. IX.9. Силовой агрегат с КПП



Коробка перемены передач представляет собой чугунный корпус, состоящий из двух частей: нижней — картера и верхней — крышки. В коробке смонтированы четыре вала.

Подвод воздуха к муфтам ШПМ-500 осуществляется через прямоточный вертлюжок, установленный на торце вала со стороны тормозного шкива.

Особенностью этой коробки передач является то, что при наличии четырех пар передач коробка передает пять скоростей лебедке. Скорости переключаются при полностью остановленных валах коробки, для чего выпускается воздух из муфт ШПМ-500, соединяющих коробку с трансмиссионным валом двигателя. Для более быстрой остановки вращения валов включают муфту ШПМ-300, являющуюся в данном случае тормозом.

Коробка перемены передач имеет вспомогательный привод, у которого в качестве двигателя использован стандартный стартер СТ-700 8, установленный на корпусе коробки. Привод этот предназначен для выполнения следующих операций:

проворачивания шестерен коробки, если при включении той или иной скорости зуб переключаемой скорости не входит в зацепление;

поворота без нагрузки на некоторый угол стола ротора или валов лебедки.

Для соединения силового агрегата с буровой лебедкой использованы два мощных карданных вала 9, из которых один соединяет вал коробки с ведущим валом понизительного редуктора лебедки, а второй присоединен к валу коробки и к трансмиссии пятой скорости лебедки.

## Групповые силовые приводы

Буровые установки снабжаются групповыми приводами, состоящими из двух — пяти силовых агрегатов, заблокированных между собой цепной или клиноременной передачей. В основном приняты две схемы расположения агрегатов в приводе.

I — 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 БУ-3000ДГ и БУ-6500ДГ.

II — два — четыре агрегата установлены вместе на общей раме и предназначены для привода лебедки, ротора, двух насосов и вспомогательной лебедки. По такой схеме выполнены установки БУ-4000ДГ и БУ-5000ДГ.

В буровых установках ВПО «Баррикады» в групповых силовых приводах применяются агрегаты САТ-4.

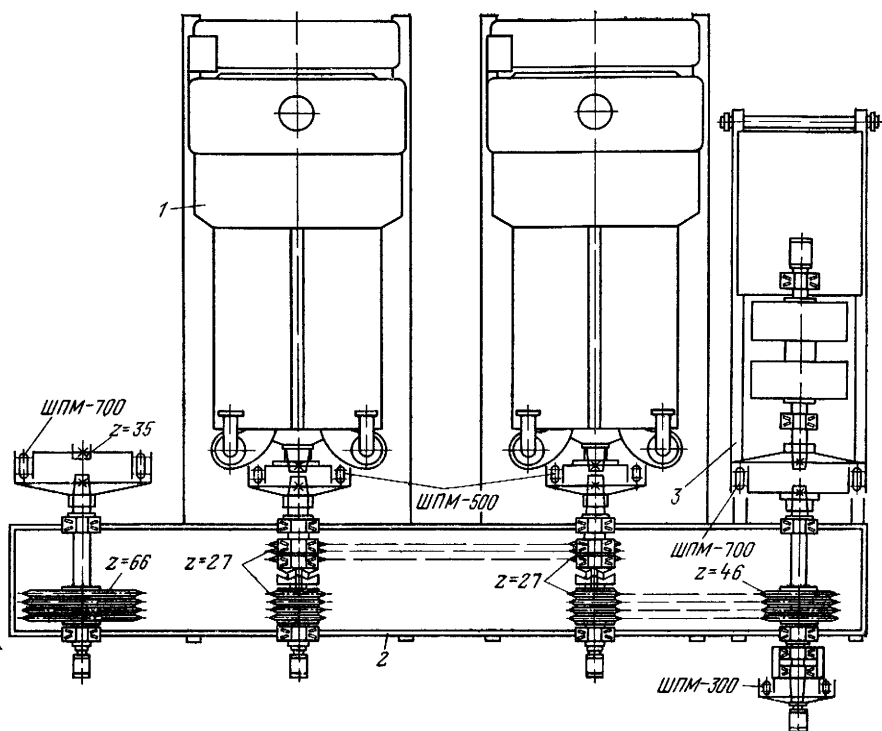


Рис. IX 10 Двухдизельный привод буровой установки

Групповой силовой привод буровой установки САТ-4 (рис. IX.10) состоит из двух силовых агрегатов 1 САТ-4, цепного редуктора 2, насосной трансмиссии 3.

Цепная блокирующая трансмиссия при помощи муфты ШПМ-700 соединяется с КПП буровой лебедки и передает мощность на ее подъемный вал, а также ротору от одного или двух дизелей.

Мощность насосам передается от трансмиссии при помощи муфты ШПМ-700 и клиноременных передач со шкивом диаметром 650 мм.

Коробка перемены передач является самостоятельным агрегатом, соединенным с лебедкой и силовым приводом цепной передачей с помощью цепного колеса, установленного на консольной части ведомого вала.

На рис. IX.11 показан общий вид (а) КПП и вид ее в плане со снятой крышкой (б) установки БУ-2500.

Внутри корпуса 1 КПП установлены ведущий 4 и ведомый 3 валы, каждый на двух роликовых подшипниках, редуктор 2

привода ротора, звездочка реверса 7, система смазки 8. Вал 4 приводит во вращение звездочку 6 включением муфты 5.

На конусной части ведущего вала 4 на шпонках закреплено цепное колесо, через которое при помощи наклонной трехрядной цепной передачи ведущий вал получает вращение от силового привода. Первые три цепных звездочки на этом валу закреплены на шпонках и при помощи цепей передают вращение ведомому валу 3 через цепные колеса, сидящие на валу свободно на роликовых подшипниках.

Включение большего колеса 10 (тихой скорости) осуществляется муфтой ШПМ-700 9, двух следующих колес 11 (обратное вращение) и 12 (вторая скорость) — зубчатой двусторонней муфтой, установленной между ними. Рукоятка передвижения этой муфты находится на крышке корпуса. Передвижение муфты — ручное механическое.

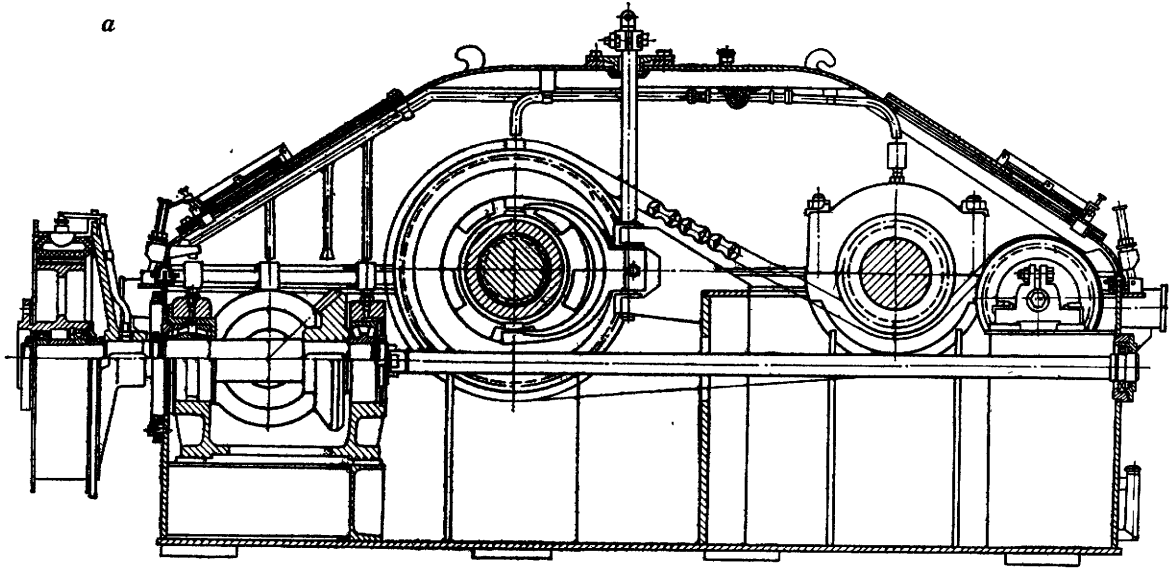
Таким образом, ведомый вал КПП получает три частоты вращения, которые через трехрядное цепное колесо, закрепленное на консольной части вала, могут быть поочередно переданы бурильщиком на подъемный вал лебедки. Приступая к подъему тяжелой колонны, бурильщик должен включить первую — «тихую» скорость подъема, для чего надо включить цепную передачу 10 и подать сжатый воздух в баллон муфты ШПМ-700 9 ведомого вала КПП, а затем включать муфту лебедки ШПМ-1070 и отключать ее, когда талевый блок в процессе подъема свечи достигнет крайней верхней точки.

По мере снижения числа труб, находящихся в скважине, необходимо переходить на вторую скорость, а затем и на третью. Как уже ранее отмечалось, это осуществляется с помощью двусторонней зубчатой 12 и фрикционной 5 муфт и включения цепных передач 11 и 6. Следовательно, основные операции бурильщика при подъеме труб и их спуске — это манипуляции по включению и отключению муфты ШПМ-1070 на подъемном валу лебедки. Переход же на другие скорости за весь период подъема бурильной колонны осуществляется 3—4 раза.

Вращение роторного стола производится от ведущего вала КПП с помощью трехрядной цепи и цепного колеса 14, находящегося на ведомом валу и передающего его при помощи цепи валу редуктора 2 с коническим зацеплением для привода ротора.

Редуктор 2 находится внутри КПП и состоит из корпуса, в котором смонтированы под углом  $90^\circ$  два вала. Один — приемный — расположен в подшипниках параллельно осям двух основных валов коробки. Между подшипниками установлено колесо для трехрядной цепи, а за подшипником на консольной части вала находится коническая шестерня. Второй вал расположен тоже на двух подшипниках, вблизи одного из которых на валу находится аналогичная коническая шестерня в зацеплении с шестерней приемного вала.

*a*



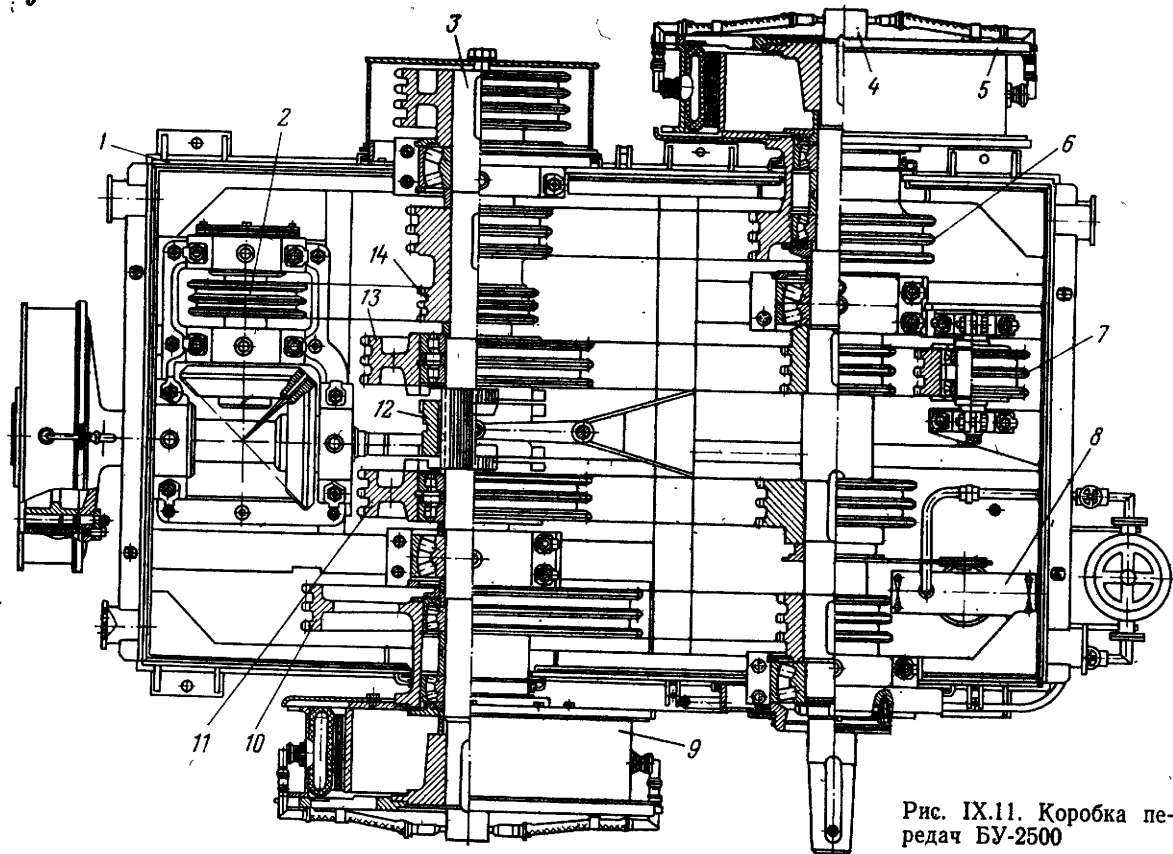


Рис. IX.11. Коробка передач БУ-2500

На противоположном конце вала вне корпуса КПП установлена муфта ШПМ-500, предназначенная для соединения выходного вала коробки с ротором. К этой муфте присоединен промежуточный вал лебедки. Передача вращения ротору производится карданным валом, соединяющим промежуточный вал коробки с приводным валом ротора.

Обратная скорость в КПП может передаваться как на лебедку, так и на ротор путем включения звездочки реверса 13, включение ручное механическое.

## § 5. ГАЗОТУРБИННЫЙ БУРОВОЙ ПРИВОД

В 1965 г. Уралмашзавод выпустил опытную партию установок с приводом от газовой турбины мощностью 1250 кВт. Испытания показали, что применение турбинных установок (ГТУ), работающих на жидком топливе, для бурения скважин крайне неэкономично и они не могут конкурировать с дизельным приводом. Стоимость 1 м проходки по законченным скважинам в аналогичных условиях оказалась выше на 20—30% по сравнению со скважинами, пробуренными с использованием установок 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. Проще по устройству и менее трудоемка при массовом производстве. В ней нет возвратно-поступательного движения, а следовательно, и трения. Поэтому число сложных и точных в изготовлении деталей в 2—3 раз меньше, чем в поршневых двигателях.

2. Отсутствует система охлаждения в отличие от ДВС. Это позволяет осуществлять быстрый ее запуск при температурах до  $-50^{\circ}\text{C}$ , что очень важно для двигателей привода буровых установок.

3. Меньшие масса и габаритные размеры бурового 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 для ДВС. Откуда следует, что мы пока не имеем газовых турбин, конкурентоспособных с дизельным приводом.

## § 6. ЭЛЕКТРОПРИВОД

В настоящее время число буровых установок с электрическим приводом на переменном токе в нашей стране составляет 46—48% от общего числа установок. Электропривод для бурения скважин на нефть и газ является самым удобным, производительным, дешевым и безопасным приводом.

В обычный комплект электропривода на переменном токе для бурения скважин входят:

Электродвигатель для лебедки . . . . .	1—2
Электродвигатель для каждого бурового насоса . . . . .	1
Электродвигатели до 40 кВт . . . . .	8—10
Станции управления буровыми двигателями . . . . .	2—4
Пусковая аппаратура . . . . .	Комплект
Дизель-электрическая станция на 100—200 кВт . . . . .	1+1 резервная
Трансформаторная подстанция . . . . .	В разведочном бурении

В настоящее время выпускаются буровые установки с электроприводом переменного тока для бурения скважин глубиной от 2000 до 6500 м.

### Привод установки БУ-2500ЭУ

Передача на лебедку и ротор осуществляется от одного синхронного двигателя через электромагнитную муфту скольжения ЭМС-750, что создает гибкую характеристику привода при пуске. Дополнительно лебедка и ротор имеют привод от аварийного вспомогательного электродвигателя мощностью 40 кВт с частотой вращения 1460 об/мин.

#### Техническая характеристика

Тип электродвигателей . . . . .	СДЗБ13-42-8
Мощность двигателя, кВт . . . . .	450
Число двигателей . . . . .	3
Общая установочная мощность, кВт . . . . .	1350
Частота вращения вала, об/мин . . . . .	750

Два буровых насоса НБТ-600 приводятся каждый отдельным двигателем с помощью клиноременной передачи. Привод остальных вспомогательных механизмов осуществляется индивидуальными двигателями небольшой мощности. Для этих двигателей, как и для освещения буровой, напряжение составляет 500—220 В.

### Электропривод установки БУ-3000ЭУ

Электрический привод установки БУ-3000ЭУ состоит из двигателей лебедок, двух буровых насосов, регулятора подачи долота, двигателей вспомогательных механизмов (компрессоров,

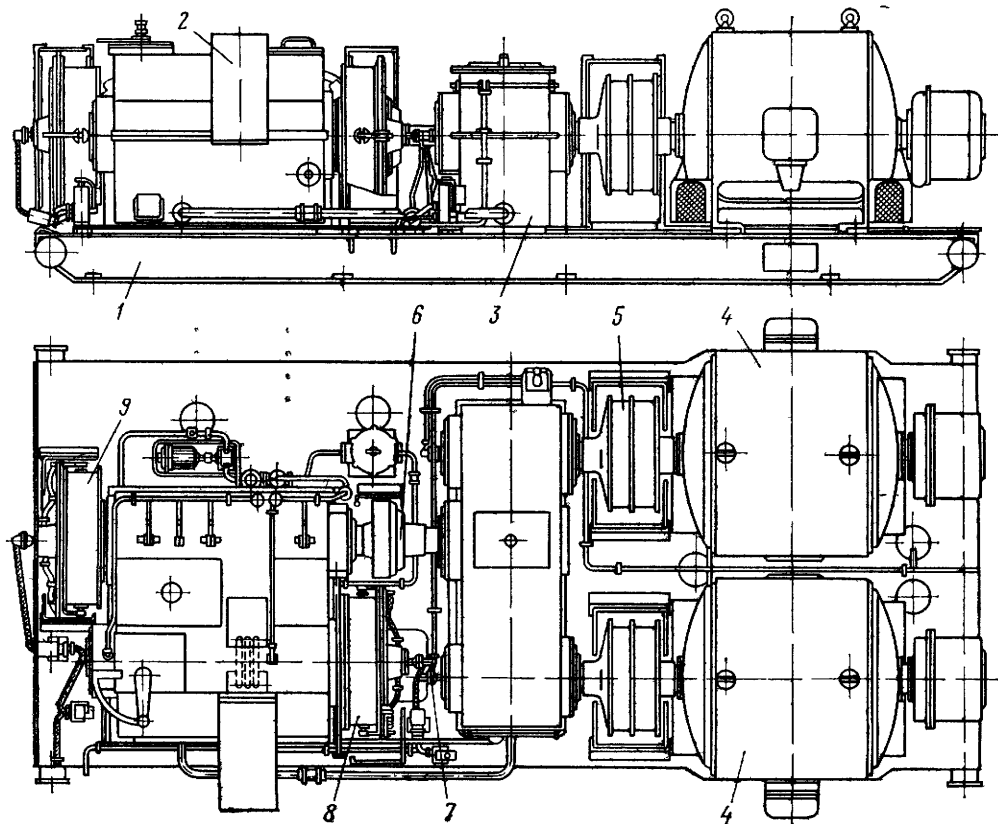


Рис. IX.12. Привод лебедки установки БУ-3000ЭУ

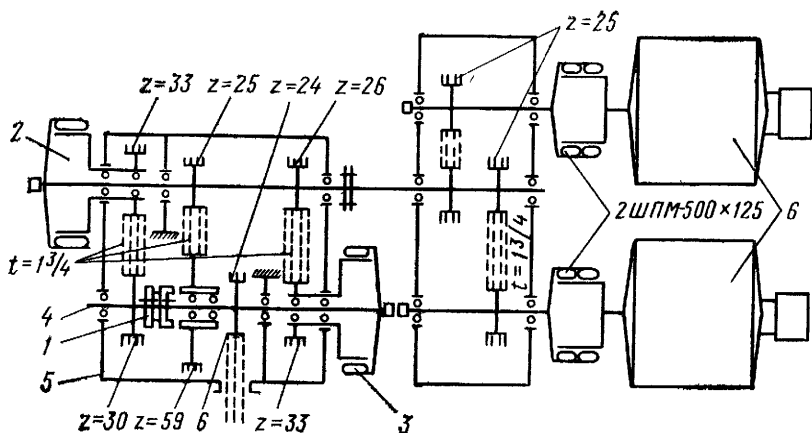


Рис. IX.13. Кинематическая схема привода установки БУ-3000ЭУ

поворотного крана, механизмов АСП) и соответствующей пусковой аппаратуры.

Привод лебедки (рис. IX.12) осуществляется от двух асинхронных электродвигателей 4 марки АКБ-13-62-8 мощностью по 500 кВт с  $n=740$  об/мин и напряжением 6000 В, установленных вместе с редуктором 3, коробкой передач 2 на общей металлической раме 1. Мощность на лебедку передается трехрядной цепью с шагом 50,8-мм через цепной редуктор 3 с передаточным отношением  $u=1$  и трехскоростную коробку передач 2.

Соединение электродвигателей с редуктором осуществляется с помощью муфт 5 типа 2ШПМ-500. Сжатый воздух в эти муфты подводится через вертлюжки 7, прикрепленные к торцам валов редуктора с противоположной от муфт стороны. Первая скорость включается кулачковой муфтой, а вторая и третья — соответствующими муфтами 8 и 9 ШПМ-700. Для соединения ведомого вала редуктора с коробкой скоростей предназначена эластичная муфта 6.

Кинематическая схема привода показана на рис. IX.13. Для получения на лебедке от одного из установленных двигателей 6 (второй двигатель является резервным) той или иной скорости бурильщику необходимо включить соответствующую скорость в коробке 5. Первая скорость с передаточным отношением  $u=59:25$  включается кулачковой муфтой 1, вторая скорость с  $u=33:26$  и третья с  $u=30:33$ , как указывалось выше — муфтами ШПМ-700 (2 и 3).

На ведомом валу 4 коробки передач установлено трехрядное цепное колесо 6, при помощи которого и осуществляется привод лебедки цепью с шагом, равным 50,8 мм.

Так как буровая лебедка имеет две передачи между трансмиссионным и подъемным валами, при наличии на трансмиссионном

онном валу трех скоростей подъемный вал имеет шесть скоростей вращения.

Привод ротора осуществляется через трансмиссионный вал лебедки, следовательно, он имеет три частоты вращения.

Привод регулятора подачи долота на забой состоит из электродвигателя постоянного тока П-92 мощностью 42 кВт с  $n=1000$  об/мин. Мощность от электродвигателя на подъемный вал передается через двухступенчатый редуктор РМ-650 с передаточным отношением  $u=48:57$  и две цепные передачи с шагом 50,8 мм и  $u=24:39$  и  $u=34:72$ .

Привод вспомогательной лебедки осуществляется от электродвигателя МТВ311-6 мощностью 11 кВт с  $n=945$  об/мин.

Каждый буровой насос имеет индивидуальный привод от синхронных электродвигателей СДЗ-13-42-8А мощностью по 630 кВт с  $n=750$  об/мин и напряжением 6000 В. Электродвигатель, соединенный с валом отбора мощности при помощи муфт 2ШПМ-500, устанавливается на общей раме и передает мощность насосу 16-ю клиновидными ремнями профиля «Д». Управление этими двигателями осуществляется с пульта, расположенного вблизи привода. Отключение электродвигателя может быть произведено также с пульта бурильщика.

## Электропривод установки БУ-5000ЭУ

Привод буровой установки обеспечивает бурение скважин до глубины 5000 м. Он состоит из самостоятельного привода лебедки и ротора (рис. IX.14) и двух электродвигателей для насосов. В комплект электрооборудования входят распределительное устройство ПБ-6 для насосных электродвигателей, пульт управления этими двигателями ПЭУ-113/101-102, магнитные станции СБ-58-4Э для управления двигателями привода лебедки, реверсивный командоконтроллер КА-5041-18, дизель-генераторные станции и другие устройства и аппараты. Электродвигатели 4 лебедки обеспечивают работу ее и ротора через мощную коробку перемены передач 2, с которой они установлены на общей раме-салазках 1. Двигатели присоединяются к коробке перемены передач с помощью двояных шинно-пневматических муфт ШПМ-500 3.

Коробка перемены передач установки при приводе от электродвигателей отличается от коробок с приводом от ДВС тем, что не имеет шестерен обратного хода. В корпусе коробки имеется специальная камера, в которой расположены шестерни, сдваивающие оба двигателя и передающие вращение другим валам коробки.

КПП соединяется двумя карданными валами с лебедкой, причем через один из валов передаются первая, вторая, третья и четвертая скорости, через второй — пятая высокая. Аварий-

Таблица IX.3

Параметры	Тип установок			
	БУ-2500БрЭ	БУ-3000ЭУК	БУ-3000ЭУ	БУ-4000ЭУ
Глубина бурения, м	2500	3000	3000	4000
Установочная мощность, кВт	1350	2000	1810	1450
В том числе на лебедку и ротор	450	700	550	650
Тип двигателя	Синхронный	Асинхронный	Асинхронный	Асинхронный
Марка двигателя	СДЗБ13.42.8	АКБ13.62.8	АКБ13.62.8	АКБ.104.8
Частота вращения, об/мин	750	740	740	740
Установочная мощность на насос, кВт	2×450	2×630	2×450	2×450
Тип двигателя		Синхронный	СДЗ13.42-8А	СДЗ13.42.8А
Марка двигателя	СДЗБ13 42.8ХЛ2	6ДБО99.49 8ХЛ2	СДЗ13.42-8А	СДЗ13.42.8А
Частота вращения, об/мин	750	750	750	750

Продолжение табл. IX.3

Параметры	Тип установок			
	БУ-4000ЭУК	БУ-5000ЭУ	БУ-6500Э	БУ-8000ДЭ
Глубина бурения, м	4000	5000	6500	8000
Установочная мощность, кВт	2030	2400	4130	5620
В том числе на лебедку и ротор	630	450	2×630	2×1150
Тип двигателя	Синхронный	Синхронный	Синхронный	Постоянного тока
Марка двигателя	СДЗБ13.52.8	СДЗБ13.42.8	СДЗБ13.52.8	П119-9К
Частота вращения, об/мин	750	750	750	1000
Установочная мощность на насос, кВт	2×700	2×750	3×850	3×950
Тип двигателя		Асинхронный		Постоянного тока
Марка двигателя	АКЗ15-7-41.8Б2-У2	АКЗ15-41 85-2	АКЗ15-41-86	П17,2-12К
Частота вращения, об/мин	740	730	740	1000

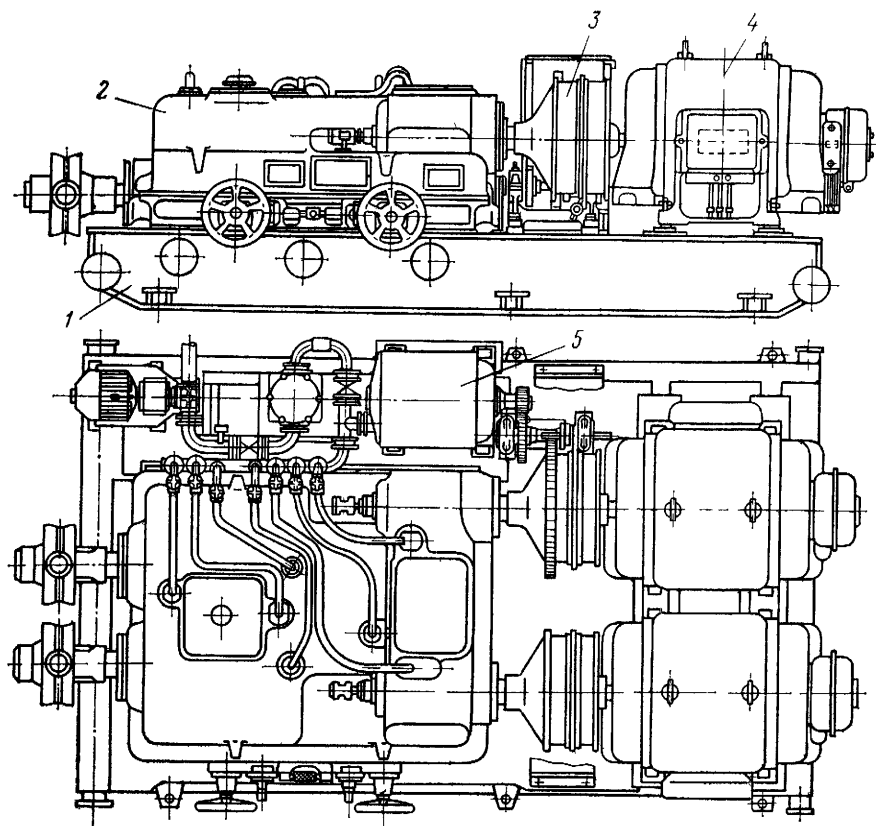


Рис. IX.14. Электропривод лебедки и ротора установки БУ-5000ЭУ

ный привод 5 получает питание от дизель-генераторной установки и обеспечивает подъем бурильных труб из скважины с любой глубины при скорости от 0,49 до 1,62 м/с.

В табл. IX.3 приведена основная техническая характеристика электродвигателей буровых установок.

### § 7. ДИЗЕЛЬ-ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ПРИВОД НА ПОСТОЯННОМ ТОКЕ

Дизель-электрический привод состоит из дизель-генераторов постоянного тока, выполненных в виде отдельной станции, и электродвигателей постоянного тока, приводящих основные исполнительные механизмы буровой установки. Этот вид привода обеспечивает широкий диапазон регулирования, мягкость характеристики и улучшает монтажеспособность буровой установки.

При наличии дизель-электрического привода облегчается монтаж, так как упрощаются основания и привышечные сооружения. Дизель-генераторы перемещаются в собранном виде на основании с легким укрытием. При разработке эксплуатационных площадей представится возможность бурить несколько скважин без передвижения дизель-генераторов.

При дизель-электрическом приводе нагрузку между дизелями можно автоматически перераспределять, направляя мощность любому потребителю — лебедке, ротору или насосам.

Повышается моторесурс дизелей вследствие более равномерной их загрузки за счет защиты дизелей от резких изменений нагрузок. Кроме того, упрощается управление приводом и установкой и обеспечивается более безопасное ведение работ в условиях газопроявлений и фонтанирования скважин. Дизель-электрический привод имеет недостатки и в первую очередь более низкий общий коэффициент полезного действия установки.

В состав дизель-электрического привода установки входят дизель-генераторные установки постоянного и постоянно-переменного тока, два электродвигателя насосов, электродвигатели лебедки, регулятора подачи, двух компрессорных станций КСЭ-3М, распределительный щит и рамы установок.

#### Техническая характеристика привода

Суммарная мощность привода по генераторам, кВт . . . . .	1200
Мощность дизель-генераторного агрегата постоянного тока, кВт . . . . .	500
Число агрегатов постоянного тока . . . . .	2
Мощность дизель-генераторного агрегата переменного тока, кВт . . . . .	200
Число агрегатов . . . . .	2
Тип агрегата переменного тока . . . . .	У14
Тип дизеля привода генератора постоянного тока . . . . .	М-601
Мощность дизеля при $n = 1600$ об/мин, кВт . . . . .	590
Число дизелей М-601 на установку . . . . .	2
Привод лебедки . . . . .	Двигатель постоянного тока, мощность 720 кВт при $n = 100 \div 250 \div 500$ об/мин
Привод насосов . . . . .	Индивидуальный, от двигателя постоянного тока мощностью 440 кВт, при $n = 740$ об/мин
Общая масса силового привода, т . . . . .	82

Все три агрегата дизель-электрического привода устанавливаются в помещении, каждый на отдельной фундаментной раме. В этом же помещении находятся компрессорные станции КСЭ-3М, вентиляторы для охлаждения двигателей постоянного

тока, распределительный щит и контрольно-измерительные приборы.

Это оборудование, за исключением компрессоров КСЭ-3М, обеспечивает электроэнергией электродвигатели, приводящие буровые механизмы. Переменный ток используется для освещения буровой, привода электроключа, вибросита и др.

Дизель-генератор постоянного тока приводится от дизеля М-601 и соединенного с ним генератора постоянного тока. Дизель и генератор монтируются на общей металлической раме и представляют один транспортабельный блок. Второй аналогичный дизель-генератор имеет дополнительный генератор переменного тока для подачи энергии двигателям вспомогательных механизмов.

Привод на постоянном токе создает благоприятные условия для достижения высоких скоростей бурения.

При спуско-подъемных операциях в зависимости от нагрузки на крюке в работе находится один или два дизель-генератора. Третий дизель-генератор переменного тока У14 дублирует генератор, установленный на раме одного из основных дизель-генераторов установки, и является резервным.

### § 1. НАЗНАЧЕНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОДАЧИ ДОЛОТА

Для эффективного разрушения проходимых в процессе бурения горных пород необходимо, чтобы на породоразрушающем инструменте поддерживалась определенная нагрузка. Поэтому по мере разрушения породы долото должно подаваться на забой, причем подавать его необходимо со скоростью, соответствующей темпу разрушения породы. Если темп разрушения превышает скорость подачи долота, то оно не догружается и процесс бурения протекает недостаточно эффективно. Если же подача опережает скорость разрушения горных пород, то долото перегружается, что может привести к его поломке и оставлению шарошек на забое. Отсюда ясно, как важна равномерная подача долота на забой.

Наиболее простое решение этого вопроса — подача долота ручным способом путем растормаживания тормозным рычагом ленточного тормоза буровой лебедки. Равномерность работы такой системы подачи долота всецело зависит от искусства бурильщика. Для обеспечения контроля за нагрузкой на долото применяются различного типа индикаторы веса. Однако даже опытный бурильщик при помощи индикатора веса не сможет в течение достаточно продолжительного времени следить за равномерностью подачи долота на забой, так как эта работа требует от него большого физического напряжения и внимания. Поэтому весьма целесообразно применение устройств, механизмирующих и автоматизирующих подачу инструмента, в результате чего повысится плавность подачи и обеспечится более эффективный процесс разрушения пород. Кроме того, наличие таких устройств освобождает бурильщика от тяжелого и утомительного труда.

За всю историю вращательного бурения делались попытки механизировать и даже автоматизировать подачу долота на забой. Однако многократные попытки создать автоматическое устройство для подачи долота на забой, которое бы без участия бурильщика изменяло нагрузку на долото и скорость его подачи в зависимости от проходимых пород, успеха не имели.

Причиной этого являлось то, что долото, разрушающее породу, находится на забое и скорость его подачи зависит не только от давления на него, буримости пород и состояния долота, но и от ряда других факторов режима бурения, которые

не может учитывать регулятор подачи. Устройства, контролирующие и регулирующие нагрузку на долото, находятся на поверхности и связаны с лебедкой и талевой системой. Между долотом и лебедкой, через которую можно регулировать скорость подачи долота, находятся длинная бурильная колонна и талевая система, обладающие большой упругостью, в результате чего скорость опускания крюка не соответствует скорости подачи долота и долото перегружается, когда его надо разгрузить, и наоборот.

Автоматов подачи уже не выпускают, так как не удалось достичь контроля процесса бурения, обеспечивающего наиболее оптимальный режим разрушения горных пород. В настоящее время применяют только регуляторы подачи долота (РПД), которые облегчают труд бурильщика. Режим нагрузки на долото и скорость подачи устанавливает бурильщик, регулятор же поддерживает заданную скорость подачи или нагрузку на долото.

## § 2. РЕГУЛЯТОРЫ ПОДАЧИ ДОЛОТА

При использовании регуляторов подачи долота бурильная колонна на забой подается путем периодического растормаживания тормоза буровой лебедки или с помощью специального механизма, кинематически связанного с подъемным барабаном лебедки.

Регуляторы подачи могут быть фрикционными, гидравлическими и электрическими. Устройство фрикционных механизмов основано на том, что растормаживание производится за счет изменения степени прижатия колодок регулятора к его шкиву (при уменьшении степени прижатия колодки колонна подается на забой быстрее). В этих механизмах в процессе бурения может сохраняться постоянная нагрузка на забой в зависимости от крепости проходимых пород. В действительности нагрузка может быть постоянной лишь при условии постоянства коэффициента трения между шкивом и тормозными колодками, а также при установившемся процессе бурения.

В гидравлических механизмах подачи под действием перемещающейся колонны масло перекачивается из одной части цилиндра в другую через специальный дроссель. Скорость подачи долота на забой зависит от скорости движения масла в системе, последняя зависит от сопротивления потока, регулируемого дросселем. Таким образом, гидравлические механизмы подачи — это механизмы, настроенные не на постоянную нагрузку, а на постоянную скорость подачи. При увеличении скорости подачи усилие на крюке возрастает, что приводит к снижению осевой нагрузки на долото, и наоборот, в твердых породах, когда механическая скорость проходки невелика, усилие на крюке падает и растет нагрузка на долото, что способствует разрушению проходимых пород.

Электрические механизмы отличаются от описанных тем, что в них скорость подачи бурильной колонны не зависит от нагрузки на крюке, а регулируется ток электродвигателя, в результате чего изменяются частота вращения двигателя и скорость подачи колонны.

В настоящее время наиболее широко распространены регуляторы подачи с электродвигателем (РПДЭ), работающие при заданных бурильщиком значениях нагрузки на долото или скорости подачи или подъема бурильной колонны. В зависимости от кинематической схемы соединения регулятора с буровой лебедкой они могут выполнять функции механизма аварийного подъема бурильной колонны или использоваться в качестве привода при подъеме мачтовой вышки.

В качестве регуляторов скорости опускания бурильной колонны в настоящее время используют электропорошковые вспомогательные тормоза буровой лебедки. В этом случае тормоз должен развивать момент, достаточный для полной остановки бурильной колонны, а регулировка скорости ее опускания осуществляется бурильщиком путем изменения тока возбуждения, что не требует больших усилий со стороны оператора.

В настоящее время буровые установки оборудуются регуляторами подачи долота с электроприводом (РПДЭ). Эти регуляторы подачи состоят из трех основных частей: измерительной — измеряющей нагрузку на крюке, усиливающей измеряемые параметры и силовой — исполняющей команду. В РПДЭ входят следующие узлы:

регулятор веса рессорного типа, установленный на неподвижной ветви талевого каната и предназначенный для измерения нагрузки на крюке; датчик состоит из упругого элемента в виде рессоры и сельсина, передающего сигнал о величине деформации рессоры;

узел установки веса и скорости подачи, предназначенный для задания желаемой нагрузки на долото и скорости подачи бурильной колонны;

полупроводниковый и магнитный усилители, предназначенные для усиления сигналов, поступающих от датчика веса,

генератор постоянного тока с приводом от асинхронного электродвигателя; генератор служит для питания двигателя постоянного тока привода исполнительного механизма — силового узла регулятора подачи;

силовой узел, состоящий из двигателя постоянного тока, редуктора, соединяемого с валом трансмиссии привода лебедки, и фрикционного колодочного тормоза, установленного между двигателем и редуктором.

При установившемся режиме бурения скорость подачи долота на забой пропорциональна частоте вращения вала двигателя силового узла и должна быть равна скорости разрушения

породы на забое в процессе бурения. Скорость бурения в свою очередь зависит от нагрузки на долото.

Если условия бурения изменяются, то возникает разность между заданной и фактической нагрузками на крюке, в результате чего меняется скорость подачи бурильной колонны на забой.

Для обеспечения наибольшей эффективности бурения бурильщик должен регулировать заданную нагрузку в зависимости от проходимых пород и режима бурения, для чего он поворачивает рукоятку управления до получения желаемых результатов.

Регуляторы подачи для буровых установок, рассчитанных на различные глубины бурения, по основной схеме одинаковы, однако силовые узлы по конструкции выполняются различно в зависимости от мощности и конструкции лебедки и трансмиссии буровой установки.

Силовой узел выполняется в виде отдельного агрегата, механизмы которого смонтированы на отдельной раме. Питающий генератор постоянного тока с электродвигателем переменного тока представляет собой отдельный узел, установленный на некотором расстоянии от лебедки в зависимости от компоновки оборудования установки. В буровых установках с силовым приводом постоянного тока такой генератор необязателен, так как привод двигателя силового узла может осуществляться от сети постоянного тока установки.

Схема силового узла регулятора подачи буровой установки БУ-2500 показана на рис. X.1. Конструкция силового узла этого же регулятора подачи приведена на рис. X.2. Он состоит из

Т а б л и ц а X.1

Параметры	Тип регулятора		
	РПДЭ-3	РПДЭ1-125	РПДЭ-300
Номинальная нагрузка, МН	0,8	1,25	3,0
Максимальная скорость подачи при номинальной нагрузке, м/ч	±90	±90	±63
Точность поддержания нагрузки на крюке, МН	±0,02	±0,02	±0,02
Максимальный момент на тихоходном валу, кН м	17,87	17,8	36,0
Мощность двигателя, кВт	32	42	75
Частота вращения двигателя, об/мин	1500—2250	1000—1250	1000—1200
Передаточное отношение редуктора	112,5	48,57	48,57
Габаритные размеры, м:			
длина	2,07	1,03	2,78
ширина	1,11	1,63	2,28
высота	1,23	1,23	1,26
Масса, т	2,03	2,3	4,9

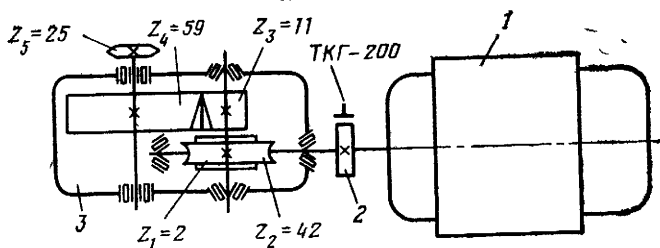


Рис. X.1. Кинематическая схема силового узла регулятора подачи РПДЭ-3:  
 1 — электродвигатель постоянного тока; 2 — колодочный тормоз ТКГ-200; 3 — редуктор

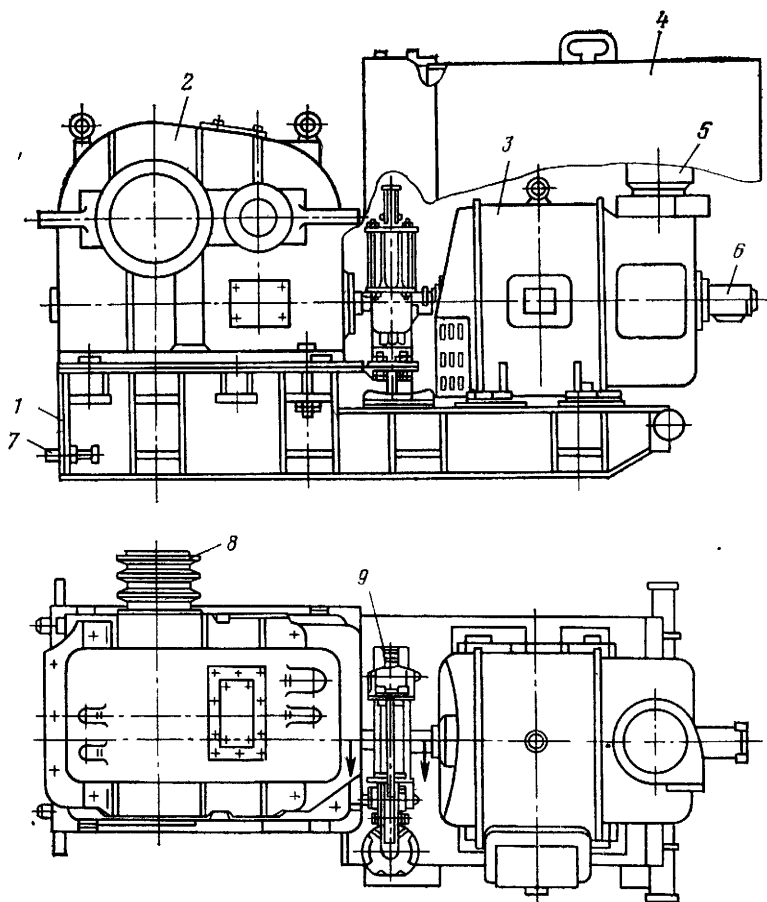


Рис. X.2. Силовой узел РПДЭ-3:  
 1 — рама; 2 — редуктор; 3 — электродвигатель; 4 — кожух; 5 — вентилятор; 6 — тахометр;  
 7 — болт; 8 — звездочка; 9 — колодочный тормоз

приводного электродвигателя постоянного тока с вентилятором и тахогенератором, редуктора, колодочного тормоза с электрогидравлическим толкателем, смонтированных на металлической раме-салазках.

Редуктор двухступенчатый. Первая ступень — червячная передача, вторая — цилиндрическая зубчатая с зацеплением Новикова. Валы червячной передачи смонтированы на конических, а цилиндрической — на радиально-сферических роликоподшипниках.

Включение в трансмиссию привода лебедки силового узла осуществляется кулачковой муфтой, при помощи рукоятки, установленной на посту бурильщика. В буровых установках, рассчитанных на бурение скважин больших глубин, используются более мощные силовые узлы с зубчатым двухвальным редуктором и звездочкой подачи на лебедку, смонтированной на общей раме в виде отдельной трансмиссии.

Основная характеристика регуляторов подачи типа РПДЭ приведена в табл. X.1.

### § 1. ФУНКЦИИ, КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Буровые установки сложны по конструкции и требуют квалифицированного, оперативного и безопасного управления всеми агрегатами и механизмами. Применяются следующие виды управления:

- ручное механическое;
- дистанционное механическое;
- пневматическое;
- смешанное пневмомеханическое;
- гидравлическое;
- электрическое.

Системы управления обеспечивают взаимодействие, маневренность всех механизмов и выполняют следующие функции:

- 1) пуск, остановку и регулировку работы двигателей;
- 2) включение и выключение трансмиссий, блокирующих двигатели, приводящие буровые насосы, ротор или лебедку;
- 3) включение и выключение буровых насосов, лебедки, ротора, механизма подачи и тормозов (гидравлического, электрического и ленточного);
- 4) изменение частоты вращения барабана лебедки и ротора;
- 5) включение и выключение устройств для свинчивания и отвинчивания бурильных труб;
- 6) управление работой клиньев и других механизмов при отвинчивании и установке бурильных свечей в магазин в процессе спуска и подъема колонны;
- 7) включение и выключение компрессора, вспомогательной лебедки или насоса, осветительной установки, устройств для очистки и приготовления бурового раствора и других вспомогательных механизмов.

Управление почти всеми устройствами осуществляется с постов бурильщика, дизелиста или пульта, расположенного вблизи того или иного агрегата (оборудования). В соответствии с выполняемыми функциями цепи управления подразделяются на независимые и взаимосвязанные. Независимые цепи применяются в тех случаях, когда осуществляется управление устройствами, не связанными друг с другом. Включение лебедки, насосов, ротора выполняется независимо. Сблокированные системы управления применяются, когда недопустимо

одновременное включение нескольких движений, например, одновременное включение прямого и обратного вращения барабана лебедки или ротора.

В связи со сложностью и многообразием функций, выполняемых механизмами, для обеспечения маневренности, быстроты и удобства манипулирования в буровых установках применяются комбинированные системы управления, позволяющие наиболее полно удовлетворить все требования. Степень совершенства системы управления зависит от: быстроты и мягкости управления; удобства манипулирования; легкости и безопасности управления.

Быстрое утомление рабочего снижает 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 на рукоятки, кроме тормозной, обычно осуществляется в течение нескольких секунд и неустойчиво для бурильщика.

Рукоятки и педали располагают так, чтобы ими было удобно пользоваться без изменения рабочей позы и места бурильщика. Практикой установлено, что наиболее удобны рукоятки с 40—50-мм шариком на конце, конические и фасонные рукоятки диаметром около 30 мм и длиной не менее 90 мм. Механизмы управления и пульт бурильщика располагают так, чтобы бурильщик хорошо видел движение крюка, место его останова как вверху, так и при посадке на ротор, а также чтобы обеспечивались наблюдение за правильностью движения каната и хороший обзор пространства буровой, мостков, вышки и магазина для свечей.

В буровых установках с лебедками, расположенными ниже уровня пола буровой, пост бурильщика размещают на полу буровой с дистанционным управлением лебедкой и всеми устройствами.

## § 2. МЕХАНИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ

К органам механического управления буровыми установками относятся: тормозной рычаг лебедки, педали включения скоростей, тяги и хомуты включения кулачковых муфт и др. На буровых установках в отдельных случаях еще сохранилось ручное управление. Для четкой и надежной работы ручного и дистанционного механического управлений необходимо систематически регулировать звенья и крепления отдельных его узлов.

### § 3. ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

В настоящее время все буровые установки, которые выпускаются в Советском Союзе для глубокого бурения, как правило, имеют пневматическое управление.

Как показала практика бурения, системы пневматического управления обладают преимуществами перед системами механического, электрического или гидравлического, заключающимися в легкости и плавности дистанционного управления, незначительности физических усилий при работе на пульте, быстроте действий, простоте конструкции, пожарной безопасности. Введение пневматического дистанционного управления с применением пневматических фрикционных муфт 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.

#### Агрегаты для снабжения воздухом

К этим агрегатам относятся компрессорная станция, воздухо-сборники, устройства для очистки и осушения воздуха, предохранительный клапан, вертлюжки и др. Обеспечение воздухом буровой установки производится компрессорами производительностью 5 м<sup>3</sup>/ч при давлении 0,8—0,9 МПа. В установках обычно применяются два таких компрессора, один из которых имеет механический привод непосредственно от одного из агрегатов установки, второй (резервный) — электрический. Для обеспечения системы управления и других агрегатов сжатым воздухом применяются двух- или трехцилиндровые вертикальные или U-образные двухступенчатые компрессоры одностороннего действия.

*Компрессорная станция* с электроприводом устанавливается обычно в помещении, где расположен силовой привод. Компрессор с механическим приводом имеет автоматическое и ручное управление. Автоматизация управления компрессором осуществляется с помощью регулятора давления и электропневматического вентиля, установленного на компрессорном агрегате. При помощи этих механизмов компрессор выключается, когда в системе давление воздуха превышает допустимую величину, и включается, если давление снизится до минимума, при котором еще могут работать муфты.

*Воздушные резервуары* (ресиверы) предназначены для сохранения в буровой определенного объема воздуха, сжатого до давления, при котором эксплуатируется пневматическая

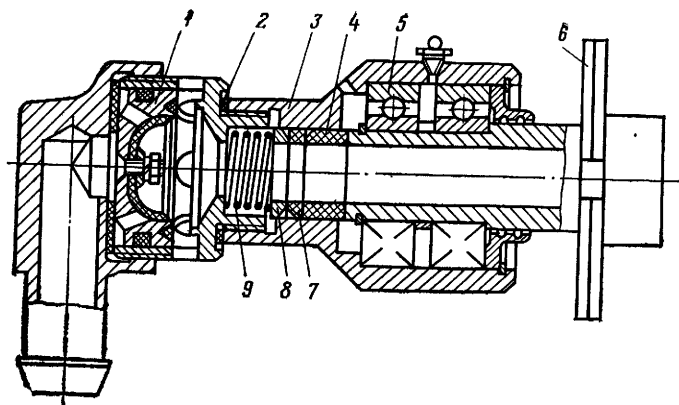


Рис. XI.1. Вертлюжок-разрядник

система. Выполняя роль как бы аккумулятора энергии, воздушные резервуары компенсируют внезапное повышение расхода воздуха и выравнивают рабочее давление в системе.

Два или один резервуар монтируются на раме. На резервуарах устанавливают манометр, предохранительный и обратный клапаны и маслоотделитель.

Воздушные компрессоры с помощью труб соединяются с резервуарами, а последние с узлами, потребляющими сжатый воздух. В местах подхода труб к вертлюжкам, муфтам, а также при крутых изгибах применяются резиноканевые рукава. Трубы со шлангами соединяются с помощью хомутов, для чего на наружной поверхности концов труб делаются выступы.

*Вертлюжки-разрядники* (рис. XI.1) предназначены для подвода воздуха к вращающимся пневматическим фрикционным муфтам через торцы валов и выпуска воздуха из муфты при ее выключении. В буровых установках применяются прямоточные вертлюжки с проходным отверстием двух размеров.

#### Техническая характеристика

Диаметр отверстия в шпинделе, мм . . . . .	10; 18
Диаметр манжет, мм:	
внутренний . . . . .	20; 30
наружный . . . . .	40; 50
Подшипники корпуса . . . . .	№ 204; № 206
Число подшипников . . . . .	2; 2
Рабочее давление воздуха, МПа . . . . .	0,9; 0,9
Наибольшая частота вращения шпинделя, об/мин . . . . .	1000; 500

Прямоточный вертлюжок-разрядник состоит из корпуса 3, соединенного с клапаном 1 прокладкой 2, шпинделя 6, клапана 1 втулки 4, двух шариковых подшипников 5, уплотнительной

манжеты, распорного кольца 7 и пружины 9, предназначенной для поджатия манжеты 8. Шпиндель вертлюжка болтами прикрепляется к торцу вала.

### Исполнительные механизмы

Это — пневматические муфты и цилиндры, предназначенные для соединения и разобщения валов, торможения, раскрепления бурильных труб и т. д.

*Радиальные шинно-пневматические фрикционные муфты (ШПМ)*, широко применяемые в буровых установках, предназначены для соединения и разобщения вращающихся валов, передающих крутящий момент. Эти муфты обеспечивают:

возможность дистанционного плавного включения механизмов или отдельных узлов без остановки вращающегося вала; смягчение ударов при включении;

компенсацию небольших перекосов, а также несоосности соединяемых валов;

возможность затормаживания вращающихся деталей, если муфта работает как тормозное устройство.

Для улучшения конструкции муфт, облегчения работ, связанных с заменой муфт, и снижения их стоимости муфты выпускаются со съёмными баллонами. При повреждении в муфте, как и в автомобильной камере, заменяется только резиновый баллон, металлический же обод остается на месте. При износе колодок заменяются только колодки.

Техническая характеристика муфт приведена в табл. XI.1.

Муфты эксплуатируются при рабочих давлениях 0,6—0,9 МПа. Шинно-пневматическая муфта состоит из металлического обода и резинового баллона. Обод муфты прост в изготовлении. К точности и чистоте обработки по внутреннему диаметру больших требований не предъявляется. По поверхности обода сверлятся отверстия для болтов, укрепляющих баллон в нем. Для болтов, присоединяющих обод к диску по окружности бурта обода, также просверлены отверстия.

Таблица XI.1

Параметры	Муфты			
	ШПМ-300	ШПМ-500	ШПМ-700	ШПМ-1070
Условный диаметр муфты, мм	300	500	700	1070
Условная ширина колодки, мм	100	125	200	200
Число колодок	12	12	18	26
Масса съёмного резинового баллона, кг	6,7	17	42	75
Полная масса муфты, кг	17	39	123	206
Внутренний объем баллона муфты, л	1,3	5,5	17	30

Баллон муфты состоит в основном из трех слоев: внутреннего резинового, основное назначение которого удерживать в полости муфты сжатый воздух; среднего — многослойной обкладки — корда, придающего муфте прочность, необходимую для передачи крутящего момента; наружного резинового слоя (протектора). При горячей вулканизации, которой подвергаются муфты в период их изготовления, все три слоя соединяются в одно целое. На наружной поверхности баллона привулканизовываются металлические планки, имеющие по два отверстия с резьбой для болтов, крепящих баллон к ободу. К внутренней части обода при помощи шпилек прикрепляются металлические колодочки с фрикционными накладками.

Обод муфты 4 вместе с диском 8 (рис. XI.2) составляют одну группу деталей, смонтированных на конце одного из валов. Вторая группа состоит из барабана 2, при помощи болтов присоединенного к ступице 1 другого вала. Если в баллоне 3 отсутствует давление, между колодочками 7 муфты и наружной поверхностью барабана 2 образуется зазор в 2—3 мм. При подаче сжатого воздуха через ниппель 5 во вращающуюся муфту баллон расширяется, колодочки прижимаются к поверхности шкива (барабана), закрепленного на втором валу, и увлекают его за собой, сообщая последнему вращение, которое имеет первичный вал, так как сила трения, возникающая между двумя плоскостями (бакелитовые колодки и стальной шкив), препятствует проворачиванию шкива относительно муфты. Если давление в муфте по той или иной причине снизится, то пробуксовывание муфты неизбежно и, как следствие этого, не исключена возможность выхода из строя резинового баллона муфты (прогорание). Поэтому необходимо тщательно следить за давлением воздуха в сети. По мере износа бакелитовых накладок последние вместе с металлическими колодками должны быть заменены.

Воздух в муфту подается следующим путем. Сжатый воздух из воздушного баллона по системе воздухопроводов через кран управления поступает в вертлюжок, а затем в канал, просверленный к валу вдоль его оси, и трубопровод 6. Недалеко от места установки муфты на внутреннем канале вала имеется радиальный выход на поверхность. Второй конец рукава соединяется с ниппелем шинно-пневматической муфты. Резиновый рукав к штуцеру и угольнику крепится стяжными хомутами. Выйдя из внутреннего канала вала и пройдя резиновый шланг и ниппель, воздух заполнит внутреннюю полость баллона муфты и разожмет ее.

Воздух из муфты выпускается изменением положения рукоятки крана, при котором внутренняя полость муфты соединяется с атмосферой.

Если по конструктивным соображениям нельзя увеличить размер муфты, а по величине крутящего момента муфта не

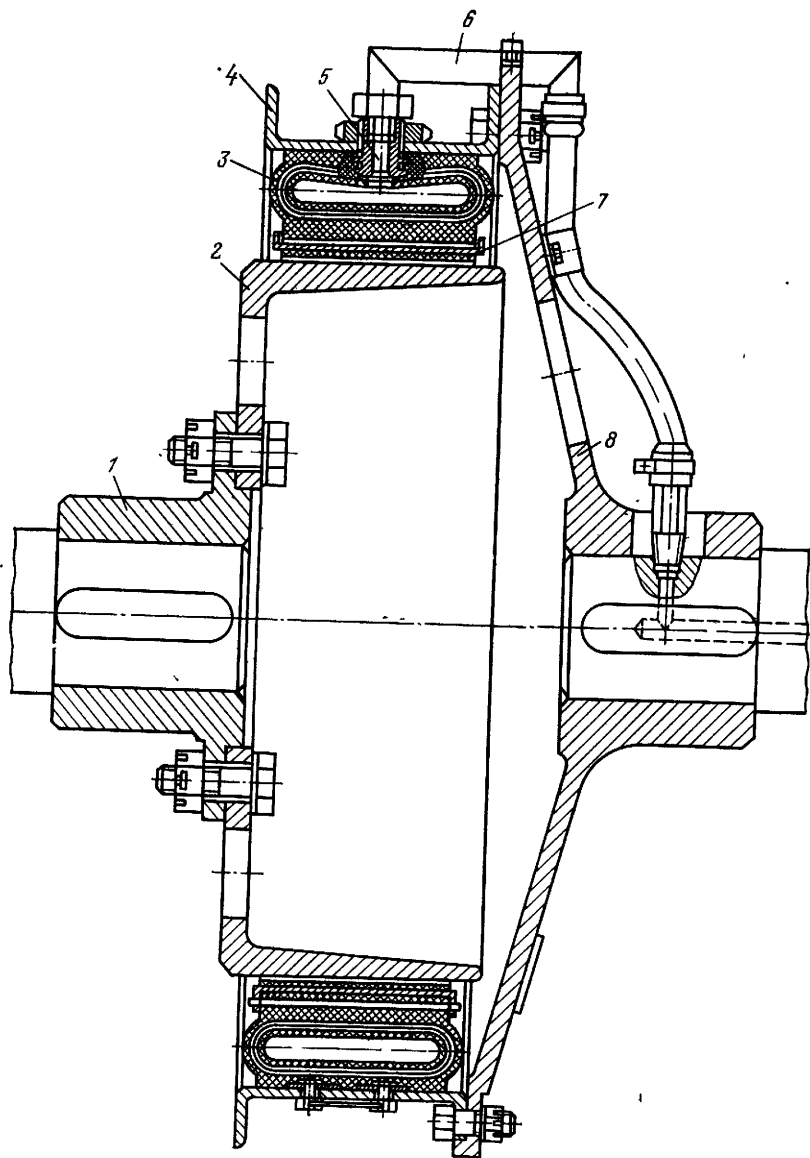


Рис. XI.2. Установка шинно-пневматической муфты

соответствует назначению, устанавливают сдвоенную муфту. Такие муфты имеются на всех буровых установках. При соединении в один узел двух муфт величина крутящего момента, передаваемого сдвоенной муфтой, удваивается.

*Осевые пневматические фрикционные муфты* применяют в буровых установках для передачи больших крутящих моментов. Эти муфты состоят из двух групп деталей — ведущей и ведомой. Цепное, колесо, к которому при помощи болтов присоединяется наружный — ведущий венец муфты, установлено на валу на роликовых подшипниках. На том же валу при помощи шпонок закреплены ведомые детали — корпус, к которому прикреплен резиновый баллон, нажимной и ведомый диски с фрикционными накладками. При подаче воздуха в баллон через вертлюжок баллон вместе с нажимным диском перемещается в сторону цепного колеса, создавая осевое усилие на дисках и их сцепление, чем и обеспечивается передача крутящего момента валу от цепного колеса.

Осевые муфты обладают рядом преимуществ перед радиальными. При равных передаваемых крутящих моментах осевые муфты имеют меньшие габаритные размеры и массу и снижают расход воздуха примерно в 5—10 раз.

*Электромагнитные ферропорошковые муфты* применяют в буровых установках с 1950 г. Принцип действия их основан на свойстве порошкообразного ферромагнитного наполнителя увеличивать под действием магнитного поля свою вязкость и прочно «прилипать» к поверхности магнитной системы. Действие их аналогично электропорошковым тормозам, описанным выше.

## Управляющие устройства

С помощью этих 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 направляют воздух из муфт в атмосферу, когда это необходимо.

Т а б л и ц а X I . 2

Параметры	Краны	
	Двухклапанные	Четырехклапанные
Число обслуживаемых муфт	1	2
Диаметр наименьшего проходного отверстия, мм	8	11
Рабочее давление, МПа	0,6—0,9	0,6—0,9
Управление клапанами	Эксцентриковое	Кулачковое

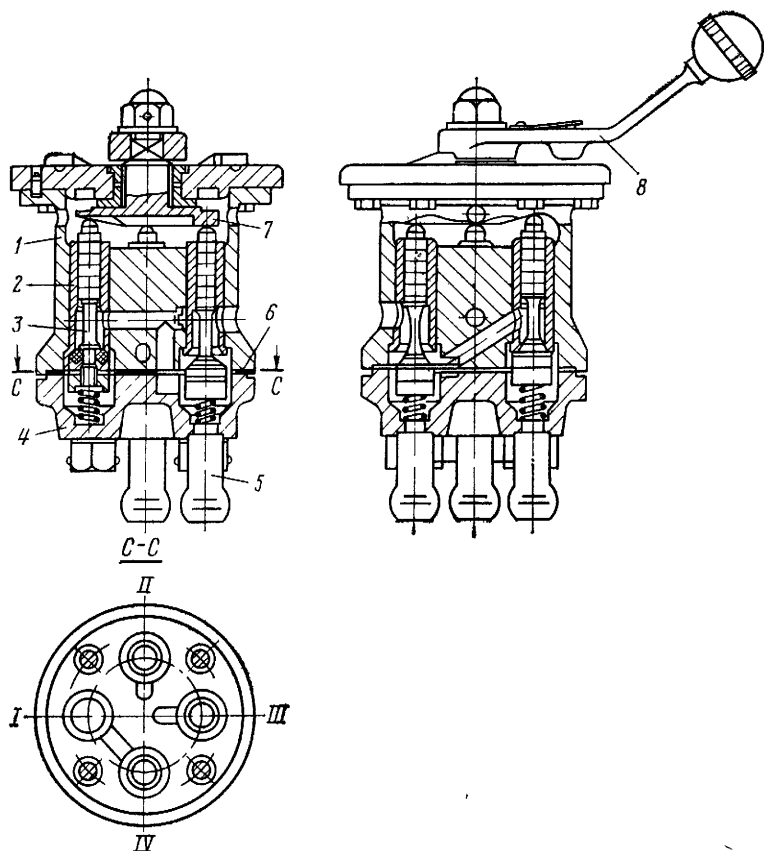


Рис. XI.3. Четырехклапанный кран

В буровых установках применяются двухклапанные и четырехклапанные краны; характеристика их приведена в табл. XI.2.

Четырехклапанный кран предназначен для управления двумя муфтами, причем конструкцией предусмотрена такая блокировка, которая исключает одновременное включение двух муфт. Он состоит (рис. XI.3) из корпуса 1 и двух крышек, из которых нижняя 4 имеет три ниппеля 5 для присоединения приемного и нагнетательных шлангов воздушной системы. Нижняя крышка крепится к корпусу болтами и имеет между ними паронитовую прокладку 6 для создания герметичности.

В корпусе крана просверлены четыре отверстия для клапанов, в которые запрессованы четыре бронзовые втулки 2. В них перемещаются четыре клапана 3, два из них впускных. Управление этими клапанами осуществляется кольцевым кулачком 7, соединенным с рукояткой 8 крана. В положе-

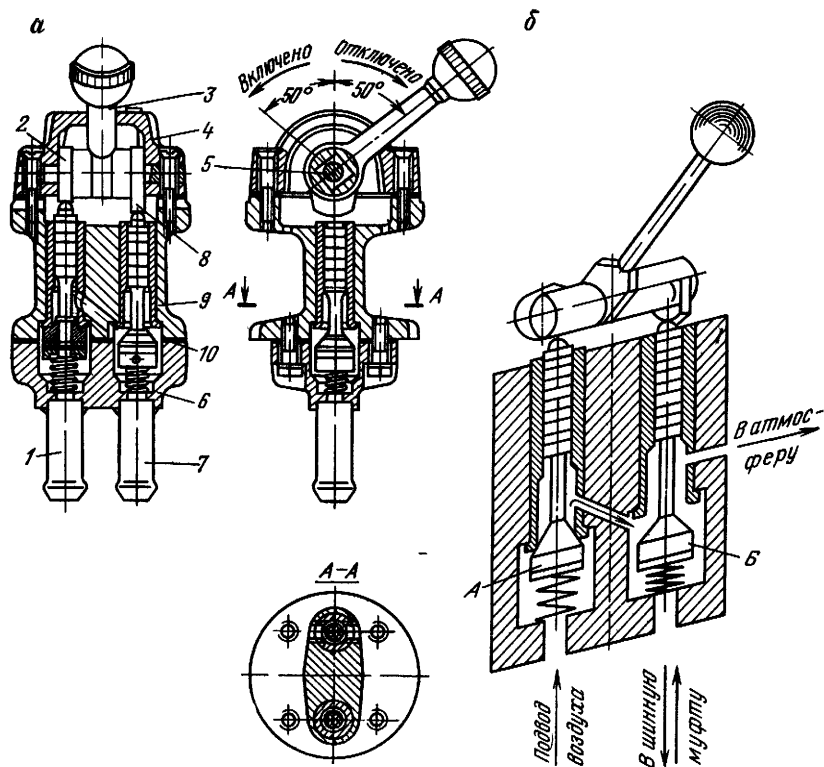


Рис XI 4 Двухклапанный кран

нии «выключено» кулачок 7 нажимает на оба выпускных клапана, соединяя оба ниппеля с атмосферой. Впускные клапаны в это время закрыты, и воздух через кран не поступает.

При повороте рукоятки в какую-либо сторону срабатывает одна пара клапанов I—IV или II—III: выпускной закрывается, а впускной открывается — воздух начинает поступать в соответствующий отвод; при повороте рукоятки в исходное положение впускной клапан закрывается, а выпускной открывает, выпуская воздух из муфты в атмосферу.

На рис. XI.4, а показан двухклапанный кран, который состоит из стального штампового корпуса 9, имеющего два отверстия для клапанов. Сверху и снизу корпус закрыт крышками, прикрепленными к нему болтами. В нижней крышке 6 против отверстий клапанов вварены патрубки 1 и 7 для присоединения к крану шлангов воздухопровода. Клапан, расположенный над патрубком 1, является впускным, а над патрубком 7 — выпускным.

Между крышкой и корпусом крана имеется паронитовая прокладка 10, необходимая для герметизации плоскости соединения. В прорези верхней крышки 4 перемещается рукоятка 3. В отверстиях крышки закрепляется валик 5, на котором свободно вращаются два одинаковых кулачка 2 и 8. 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  $90^\circ$ .

Принципиальная схема работы двухклапанного крана показана на рис. XI.4, б. Повернув рукоятку до упора в положение «отключено», как это показано на рис. XI.4, а нажимаем кулачком на клапан Б и 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. Краны этого типа широко применяются во всех буровых установках.

Клапаны применяются в воздушной системе управления буровыми установками — это обратный клапан у воздушных баллонов, переключательный клапан, предохранительный клапан на воздушном баллоне, клапан-разрядник, предназначенный для ускорения выпуска воздуха из шинно-пневматических муфт.

*Пульт управления.* В буровых лебедках пульт управления (рис. XI.5) устанавливается на раме лебедки и крепится болтами непосредственно к раме или защитному кожуху. Он представляет собой металлическую сварную коробку, изготовленную из тонкого листового железа. Для удобства монтажа и обслуживания внутренних соединений пульта одна из его стенок делается съемной. Пульт 1, как правило, устанавливается вблизи тормозного рычага 2 для того, чтобы

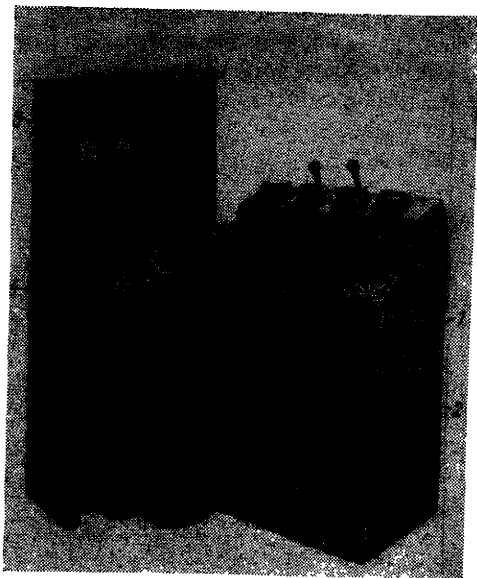


Рис. XI.5. Пульт управления

бурильщик, взявшись правой рукой за конец тормозного рычага, мог бы левой производить необходимые операции с рукоятками и кранами.

На горизонтальной полке пульта располагаются краны управления муфтами реверсивного устройства «прямой—обратный»; муфтами подъемного вала «тихий—быстрый»; пневмораскрепителем; муфтами ротора. Внутри коробки обычно устанавливаются кран машиниста и воздушный коллектор, представляющий собой систему шлангов, подающих сжатый воздух от основной воздушной магистрали через краны к местам потребления.

Контрольно-измерительные приборы — тахометры коленчатых валов двигателей, воздушные манометры — располагаются на вертикальной стенке, в верхней части пульта 3 с таким расчетом, чтобы бурильщику можно было наблюдать за их показаниями. Иногда на пульт выносятся гидравлический манометр, показывающий давление бурового раствора, и приборы, регистрирующие и показывающие нагрузки на долота, подачу буровых насосов, аварийные выключатели насосов, кнопку sireны. Над пультом располагается рукоятка 4 управления фрикционной катушкой лебедки.

Пульт управления лебедкой с электрическим приводом состоит обычно из двух основных корпусов. На одном, расположенном ближе к тормозному рычагу, находятся выключатели оперативного управления (краны муфт барабана, ротора, пневмораскрепителя, электродвигателей). На другом расположены кнопочные станции — для управления аварийным приводом, отключения трансформаторов, питающих электродвигатели лебедки, отключения электрических двигателей насосов и др.

Над кнопочными станциями установлены сигнальные лампочки, загорающиеся в момент включения агрегата. На передней стенке пульта размещен командоаппарат.

### **Контрольно-измерительные приборы**

Этими приборами осуществляется контроль параметров и исправность действия всей системы. К ним относятся: манометры, термометры; индикатор веса, моментометры, указатели скорости движения крюка, частот вращения ротора, барабана лебедки, числа ходов насоса, мощности, силы тока и др.

### **§ 4. СХЕМА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ**

На рис. XI.6 приведена схема пневматического управления, широко применяемая в буровых установках. Питание системы рабочим агентом — сжатым воздухом — осуществляется двумя компрессорами 1. Компрессорная станция соединена общим воздухопроводом с воздушным резервуаром 5. Между каждым

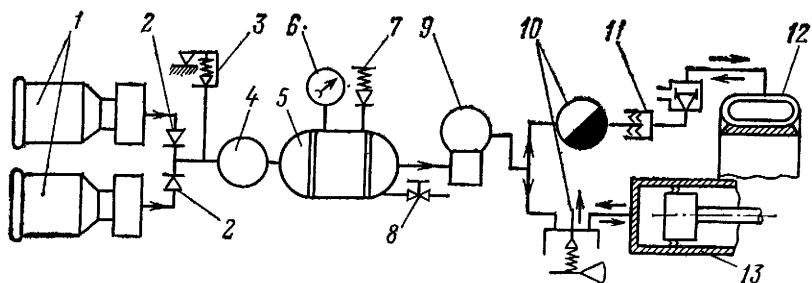


Рис. XI.6. Схема пневматического управления

из компрессоров 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 аккумулятором 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 устанавливают предохранительный клапан 7, манометр 6 и спускной вентиль 8. Прежде чем попасть в управляющие устройства из резервуара, воздух отделяется от влаги воздухоосушителем 9. Управление агрегатами осуществляется кранами 10, из которых воздух поступает в муфту 12 или цилиндр 13.

В пневматическом управлении 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 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 поверхности трения сальника вертлюжка 11 обуславливают выделение значительного количества тепла и быстрый износ уплотняющих частей. Поэтому диаметры сальниковых уплотнений делают возможно меньшими.

При больших расстояниях муфт от управляющего устройства и большом объеме их воздушной камеры для увеличения скорости выключения применяют прямоточное питание с быстродействующими клапанами-разрядниками, которые устанавливают вблизи или непосредственно на муфте, в результате чего значительно 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.

## **§ 5. ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ**

### **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 опускается вдоль вышки вниз, где к нему прикрепляется траверса двухклапанных кранов.

Если талевый блок, дойдя до протянутого канатика, будет продолжаться двигаться вверх, тросик, увлекаемый блоком, выдернет 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 кран откроет доступ воздуха в пневматический цилиндр для торможения барабана.

### **Дистанционное управление топливными насосами двигателей**

Двигатели трехдизельного блока, кроме индивидуального управления, находящегося на кожухах радиаторов, имеют общее дистанционное управление с пульта бурильщика. Это позволяет в период спуско-подъемных операций работать на более эконо-

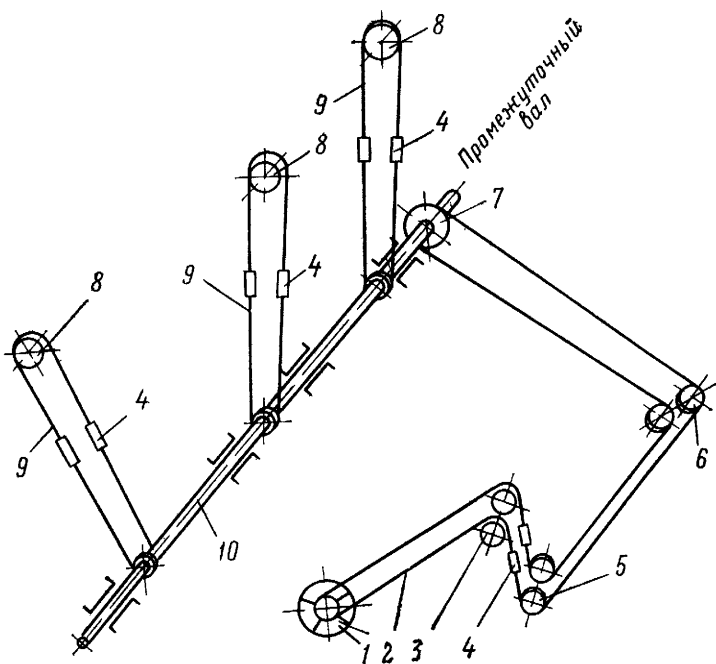


Рис. XI.7. Схема дистанционного управления

мичных режимах. Бурильщик имеет также возможность в случае необходимости отключить двигатели.

Дистанционное механическое управление (рис. XI.7) состоит из штурвала 1, установленного на пульте управления, промежуточного вала 10, находящегося на раме трехдвигельного блока, тросика 2, при помощи которого через систему роликов 3, 5, 6 и 7 передается вращение промежуточному валу 10. От промежуточного вала тросиками 9 передается вращение через блоки 8 дифференциальных механизмов подачи топлива, установленным на двигателях. Для натяжки тросиков применяются специальные натяжные планки 4.

Контрольно-измерительные приборы каждого двигателя силового привода установлены в штампованном металлическом ящике, подвешенном на пружинах к передней стенке кожуха двигателя.

На пульте расположены следующие приборы:

дистанционный электрический тахометр, при помощи которого определяется частота вращения коленчатого вала двигателя;

термометр для замера температуры воды в радиаторе;

термометр для замера температуры масла;

манометр для определения давления масла, поступающего для смазки двигателя;  
 вольтметр, контролирующий степень зарядки аккумуляторов;  
 кнопка сирены, предупреждающая пуск двигателя;  
 кнопка включения стартера для запуска двигателя.

## § 6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШИННО-ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МУФТ (ШПМ)

При проверочном расчете муфт типа ШПМ определяется коэффициент запаса  $t$  по крутящему моменту, передаваемому муфтой.

Крутящий момент на валу (в кН·м)

$$M = \frac{60 N}{2 \pi n} = 9,55 \frac{N}{n},$$

где  $N$  — мощность, кВт;  $n$  — частота вращения, об/мин.

По отношению передаваемого муфтой расчетного момента  $M_p$  к моменту  $M$  при том же давлении воздуха и той же частоте вращения получим коэффициент  $t$  муфты:

$$t = M_p / M.$$

Для определения  $M_p$  необходимо пользоваться графиками, приведенными в каталогах или справочниках по муфтам.

Пример. Суммарная мощность двух силовых агрегатов на коробку перемены передач передается муфтой ШПМ-500. Частота вращения вала, на котором закреплена муфта, 1045 об/мин. Суммарная мощность на валу  $N=555$  кВт. Найти коэффициент запаса  $t$  муфты.

Определяем величину крутящего момента, которую должна передать муфта:

$$M = 9,55 \frac{N}{n},$$

$$M = 9,55 \frac{555}{1045} = 5,07 \text{ кН·м}$$

По графику из справочника находим, что при давлении воздуха в муфте 0,6 МПа и  $n=1045$  об/мин ШПМ-500 может передать крутящий момент  $M_p=6,30$  кН·м.

Тогда

$$t = M_p : M = 6,3 : 5,07 = 1,24,$$

что можно считать допустимым.

Пример. Электродвигатели соединяются со спаривающим редуктором посредством шинно-пневматических муфт ШПМ-500, по одной муфте на каждом двигателе; мощность двигателя  $N=320$  кВт,  $n=985$  об/мин. Определить коэффициент запаса  $t$  муфты.

Вычисляем крутящий момент, передаваемый муфтой:

$$M = 9,55 \frac{320}{985} = 3,10 \text{ кН·м}$$

Учитывая, что кратность пускового момента электродвигателей к номинальному  $k=2$ , находим пусковой момент:

$$M_{п} = kM = 2 \cdot 3,1 = 6,20 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Определяем коэффициент  $m$  муфты ШПМ-500, если при давлении воздуха  $0,6 \text{ МПа}$  и  $n=985 \text{ об/мин}$  по графику справочника  $M_p=6,70 \text{ кН} \cdot \text{м}$ :

$$r = 6,7/6,2 = 1,08.$$

Так как муфта ШПМ-500 будет работать, на пределе, из конструктивных соображений в этом месте целесообразно поставить две муфты 2ШПМ-500 на каждый двигатель вместо одной большего размера.

Определение момента, который может передать шинно-пневматическая муфта. Исходные данные: частота вращения  $n$ , об/мин; мощность на валу  $N$ , кВт; передаваемый момент  $M$ , кН·м; давление воздуха в баллоне  $p$ , МПа; внутренний диаметр полости баллона  $D_b$ , м; ширина полости баллона  $B_6$ , м; ширина колодки  $B$ , м; коэффициент трения колодки  $\mu=0,325$ ; масса внутреннего слоя с колодками, кг; диаметр ведомого барабана  $D_6$ , м.

Вычисляем суммарное радиальное усилие на ведомом барабане муфты (в  $H$ ):

$$Q = \pi D_b B_6 p.$$

Центробежная сила отжимающей колодки от барабана

$$F = 0,001118 Grn^2g$$

( $r$  — средний радиус масс).

Результирующее усилие на барабане (в  $H$ )

$$Q_p = Q - F$$

Далее определяем силу трения (в  $H$ ), возникающую между фрикционными колодками муфты и стальным (чугунным) барабаном:

$$T = Q_p \mu.$$

Момент трения, передаваемый муфтой (в  $H \cdot \text{м}$ ),

$$M_p = T \frac{D_6}{2}.$$

Пример. Исходные данные:  $n=555 \text{ об/мин}$ ;  $N=800 \text{ кВт}$ ;  $M=9,55 \frac{800}{555} = 13,76 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ;  $p=0,6 \text{ МПа}$ ;  $B_6=0,2 \text{ м}$ ;  $D_b=0,7 \text{ м}$ ;  $B=0,2 \text{ м}$ ;  $D_b=0,782 \text{ м}$ ;  $\mu=0,325$ ;  $G=37 \text{ кг}$ ;  $r=0,365 \text{ м}$ .

Суммарное радиальное усилие на барабане

$$Q = 3,14 \cdot 0,782 \cdot 0,2 \cdot 0,6 = 295 \text{ кН}.$$

Центробежная сила, отжимающая колодки от барабана,

$$F = 0,001118 \cdot 37 \cdot 0,365 \cdot 555^2 \cdot 9,81 \approx 45 \text{ кН}.$$

Тогда результирующее окружное усилие на барабане

$$Q_p = 295 - 45 = 250 \text{ кН.}$$

Определяем силу трения между колодками муфты и барабаном:

$$T = Q_p \mu = 250 \cdot 0,325 \approx 81 \text{ кН.}$$

Теперь находим момент трения, передаваемый муфтой:

$$M_p = T \frac{D_6}{2} = 81 \frac{0,70}{2} = 28,35 \text{ кН}\cdot\text{м,}$$

откуда коэффициент надежности муфты

$$m = M_p/M = 28,35 : 13,76 \approx 2,0.$$

Как видно, в нашем случае имеем вполне достаточный коэффициент  $m$  муфты.

## § 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ УСТАНОВКОЙ

При этом расчете необходимо исходить из максимальной потребности сжатого воздуха при спуско-подъемных операциях. Потребителями сжатого воздуха являются: шинно-пневматические (или другого типа) муфты, тормоз лебедки, пневмораскрепитель, буровой пневматический ключ, пневматические клинья.

Периодичность включения этих механизмов при спуско-подъемных операциях равна от 1 до 2 мин.

Для определения расхода воздуха на спуск одной свечи (на весь цикл) составим таблицу.

По формуле  $pV = \text{const}$  находим, что при давлении  $p = 0,9$  МПа объем в 161 л воздуха соответствует объему 1450 л, находящемуся под давлением 0,1 МПа.

Т а б л и ц а

Операция	Объем воздуха (в л) при давлении, МПа	
	0,9	0,1
Включение высокой скорости для подъема элеватора за очередной свечой	7	—
Включение тормоза при верхнем положении элеватора	5,5	—
Включение тормоза при нижнем положении элеватора	5,5	—
Включение ключом АКБ-3	—	1200
Включение муфты тихого хода для освобождения клиньев	7	—
Подъем клинового захвата	—	200
Периодическое включение тормоза при спуске труб	11	—
Заполнение воздухопроводов	125	—
Итого	161	1400

Общий объем воздуха при  $p=0,1$  МПа

$$Q = (1400 + 1450) k,$$

где  $k$  — коэффициент, учитывающий утечки воздуха и одновременно расход воздуха на привод насоса ( $k=1,15$ ).

Тогда

$$Q = 2850 \cdot 1,15 = 3300 \text{ л.}$$

Если время спуска одной свечи 90 с, то минутный расход воздуха

$$Q_m = \frac{Q \cdot 60}{90} = 2200 \text{ л/мин} = 2,2 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Для определения расхода воздуха на подъем одной свечи составляем аналогичную таблицу. Расчет показывает, что величины эти почти одинаковы.

Исходя из полученного расхода воздуха, выбираем для нашего случая два компрессора с подачей по 3 м<sup>3</sup>/мин, в том числе один резервный.

## § 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ВОЗДУХОСБОРНИКА

Необходимый объем воздухоборника, обеспечивающий нормальную работу пневматического управления,

$$V_b = \frac{GRT}{p_{\max} - p_{\min}}.$$

Здесь  $G$  — масса подаваемого в воздухоборник воздуха, необходимого для повышения в нем давления от нижнего до верхнего предела, кг;  $R$  — газовая постоянная (для воздуха  $R=286$  Дж/кг·К);  $T$  — абсолютная температура воздуха, равная  $273+t$  ( $t$  принимаем  $20^\circ\text{C}$ ), тогда  $T=293$  К;  $p_{\max}=0,9$  МПа наибольшее давление в воздухоборнике;  $p_{\min}=0,7$  МПа наименьшее давление воздуха, при котором включается компрессор.

Принимаем наибольший расход воздуха равным  $Q=3$  м<sup>3</sup>/мин при  $p=0,1$  МПа, время заполнения воздухоборника от  $p_{\min}$  до  $p_{\max}$   $t=0,67$  мин. Находим, что масса воздуха, необходимая для поднятия давления от 0,7 до 0,9 МПа.

$$G = Qt\rho = 3 \cdot 0,67 \cdot 1,3 = 2,61 \text{ кг,}$$

где  $\rho=1,3$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

$$p_{\max} - p_{\min} = 0,9 - 0,7 = 0,2 \text{ МПа,}$$

$$V_b = \frac{2,61 \cdot 286 \cdot 293}{(0,9 - 0,7) 10^6} = 1,09 \text{ м}^3.$$

Принимаем два воздухоборника объемом по 1 м<sup>3</sup>.

**ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ГЕРМЕТИЗАЦИИ  
УСТЬЯ СКВАЖИНЫ**

**§ 1. СХЕМА ПРЕВЕНТОРНОЙ УСТАНОВКИ**

При бурении разведочных (а в ряде случаев и эксплуатационных) скважин на месторождениях с предполагаемым высоким пластовым давлением во избежание выбросов газа и нефти устье оборудуется устройствами для его герметизации, называемыми превенторной установкой.

Эта установка (рис. XII.1) состоит из превенторов 1, 2 (плашечных, вращающихся или универсальных) и арматуры высокого давления 3 и 4. Обвязка превенторов (манифольд) 5, 6, 7, 8 предназначена для управления скважиной при газопроявлениях путем воздействия на пласт закачкой раствора и созданием противодавления на пласт.

Манифольд имеет два выкида: рабочий и аварийный. Рабочий выкид предназначен для всех операций управления скважиной, а аварийный применяется в случае неисправности рабочего выкида. При отсутствии электроэнергии или при разряженных гидравлических аккумуляторах используется ручной привод для управления плашечными превенторами.

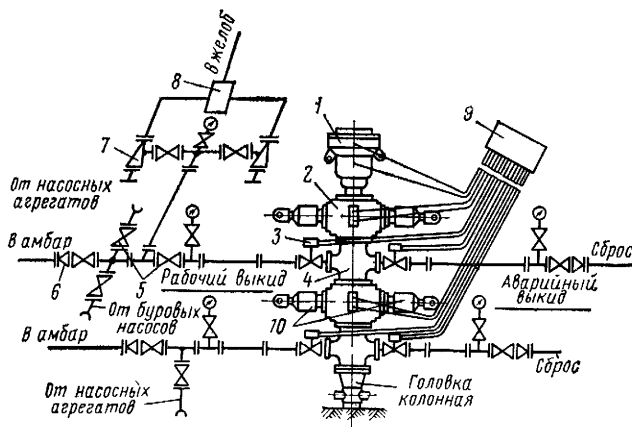


Рис. XII.1. Схема оборудования устья скважины превенторами

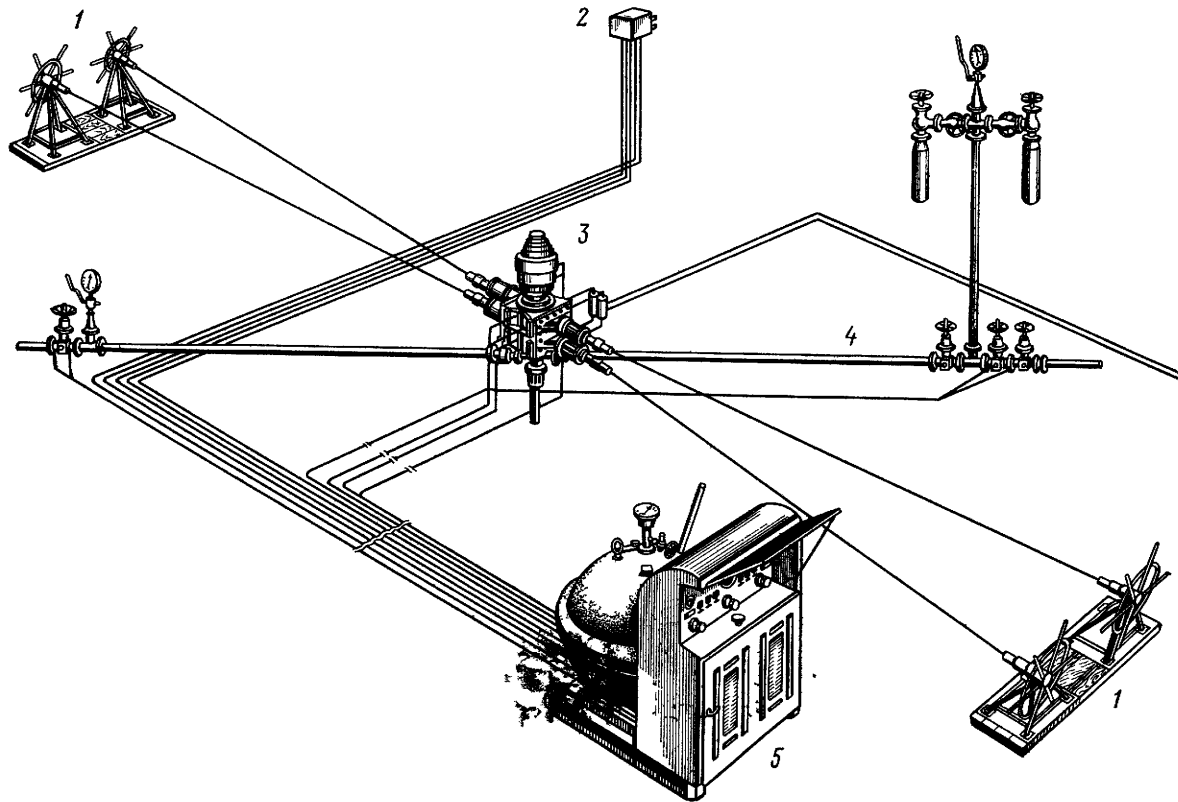


Рис. XII.2. Превенторная установка с системой управления

Оборудование для герметизации устья устанавливается на фланец колонной головки промежуточной колонны, спущенной до начала бурения следующего интервала скважины. Выброс нефти и газа может начаться очень быстро и протекает весьма интенсивно, что может привести к гибели скважины и оборудования. С помощью превенторов можно быстро предотвратить начало выброса и осуществить необходимые работы в скважине (бурение, спуск и подъем, цементирование и геофизические работы).

Превенторная установка должна обладать большой надежностью, а ее система управления должна действовать быстро. Для этого управление превенторов дублированное — гидропневматическое, осуществляемое с пульта, и ручное 10.

На рис. XII.2 показана схема превенторной установки с системой управления. Эта установка 3 связана с циркуляционной системой буровой установки трубопроводами 4 и имеет пульт гидроуправления у поста бурильщика 2 и дистанционный 5, а также дистанционное ручное управление 1.

## § 2. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ПРЕВЕНТОРОВ

Установка превенторов (рис. XII.3) состоит из универсального превентора 3, двух однорядных плашечных превенторов 1 и 2, одной крестовины 7, верхнего фланца 4 и колонного фланца 8.

Универсальный превентор предназначен для герметизации устья скважины вокруг любой части бурильной колонны (рабочей трубы, бурильной трубы, замка, сложного сечения, т. е. труба — замок) и полного перекрытия скважины при отсутствии в ней бурильной колонны. Он допускает расхаживание, проворачивание и протаскивание бурильной колонны.

Входящие в установку два плашечных превентора 1 и 2 соединяются между собой болтами 5. В процессе бурения скважины в зависимости от условий бурения и принятых в данном районе правил и норм проводки скважины возможны различные варианты установки плашек в превенторы 1 и 2.

Установка двух превенторов позволяет менять плашку в верхнем превенторе 2 при давлении в скважине.

Верхний превентор 2 обычно является рабочим, а нижний 1 — аварийным. Подача масла под давлением от гидроуправления к гидроцилиндрам превенторов производится по стальным трубам.

К торцу нижнего превентора 1 крепится крестовина 7, к которой присоединяется манифольд. Присоединительные торцы превенторов и крестовины уплотняются при помощи металлических колец 6.

*Плашечный превентор* предназначен для герметизации устья бурящейся скважины с целью предупреждения выброса. Он состоит (рис. XII.4) из корпуса 2, внутри которого перемещаются

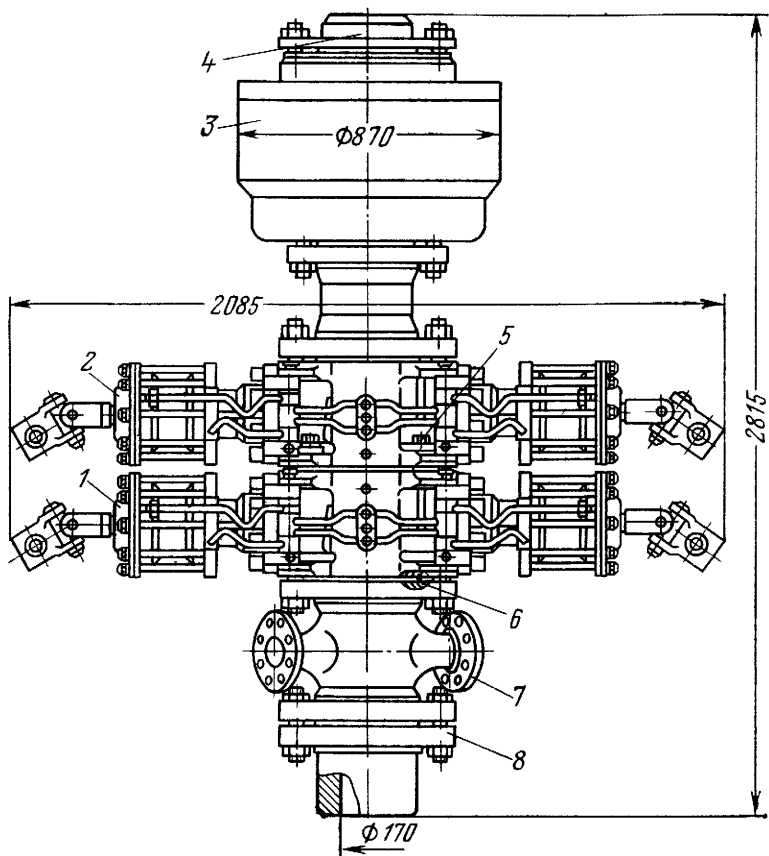


Рис. XII.3. Установка превенторов

плашки и крышек с гидроцилиндрами 1, 5. Корпус 2 представляет собой стальную отливку коробчатого сечения, имеющую проходное вертикальное отверстие диаметром  $D$  и сквозную горизонтальную прямоугольную полость, в которой размещаются плашки. Плашки, перекрывающие устье скважины, комплектуются под определенный размер трубы. При отсутствии в скважине бурительных труб устье перекрывается глухими плашками.

Плашки превентора разъемной конструкции состоят из корпуса 9, сменных вкладышей 12 и резинового уплотнения 11. Плашка в собранном виде насаживается на Г-образный паз «а» штока 7 и вставляется в корпус превентора.

Полость корпуса с обеих сторон закрывается откидными крышками гидроцилиндров 1 и 5, шарнирно подвешенными

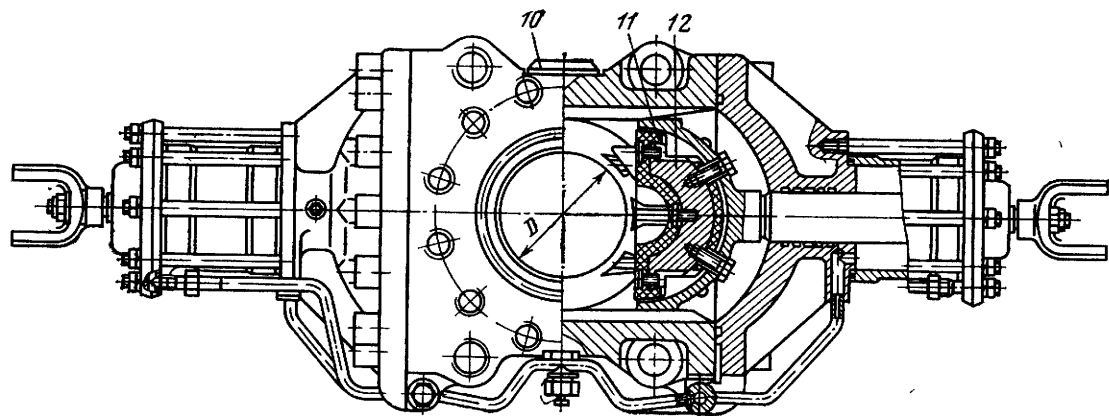
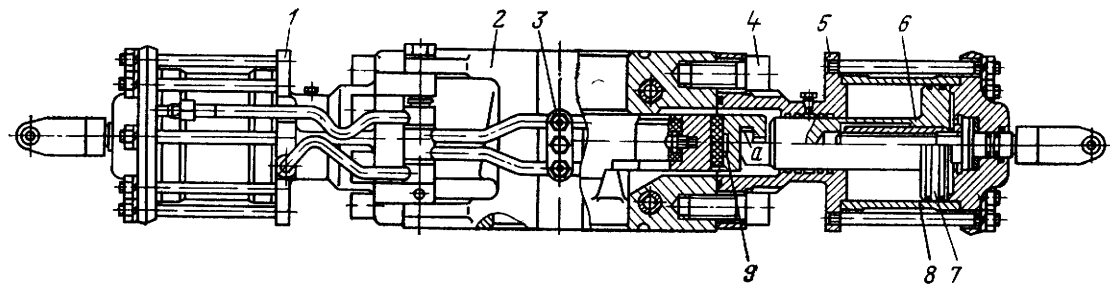


Рис. XII.4. Плашечный преветор

на корпусе. Крепление крышек к корпусу производится винтами 4.

Перемещение каждой плашки осуществляется поршнем 6 гидравлического цилиндра 8. Масло от коллектора 3 по стальным трубкам и через поворотное нипельное соединение под давлением поступает в гидроцилиндры. Полость плашек превенторов в зимнее время (при температуре  $-5^{\circ}\text{C}$  и ниже) обогревается паром, подаваемым в паропроводы 10.

Поршень со штоком, крышка и гидроцилиндр уплотняются при помощи резиновых колец.

Гидравлическое управление предназначено для оперативного дистанционного управления превенторами и задвижками манифольда.

#### Техническая характеристика

Рабочее давление в гидросистеме, МПа . . . . .	10,0
Рабочая жидкость в гидросистеме . . . . .	Масло АМГ-10 (ГОСТ 6794—75) Масло ДП-8 ( $+15 \div +50^{\circ}\text{C}$ )
Вместимость масляного бака, л . . . . .	200
Применяемый в аккумуляторе газ . . . . .	Азот
Давление азота в аккумуляторе при заполнении, МПа . . . . .	6,0—6,5
Объем аккумулятора гидропривода с установленной диафрагмой, л . . . . .	168
Объем масла в аккумуляторе при давлении в системе 10 МПа, л . . . . .	68
Подача насоса НШ-10Д, см <sup>3</sup> /об . . . . .	10

Оперативное дистанционное управление превенторами и задвижками манифольда осуществляется гидравлическим приводом с двух взаимно сблокированных пультов: основного и вспомогательного.

Схема гидравлического управления рассчитана на дистанционное управление тремя плашечными превенторами, одним универсальным и двумя задвижками манифольда.

Основной пульт (рис. XII.5) предназначен для управления превенторами и задвижками с безопасного места вне буровой. В основной пульт входят: шестеренчатый насос 9 с электродвигателем 8, электрооборудование 7, ручной насос 12, гидравлический аккумулятор 11, масляный бак 6, блок распределителей 5 с рукоятками управления 2, 4, фильтр 15, предохранительный 10 и обратный 14 клапаны. Все узлы смонтированы на общей раме 13 и представляют собой комплектный транспортабельный блок.

Электродвигатель привода насоса имеет автоматическое управление от электроконтактного манометра 3. Электросистема манометра 3 регулируется на давление 10 МПа для включения и отключения электродвигателя. Для визуального контроля давления служит манометр 1.

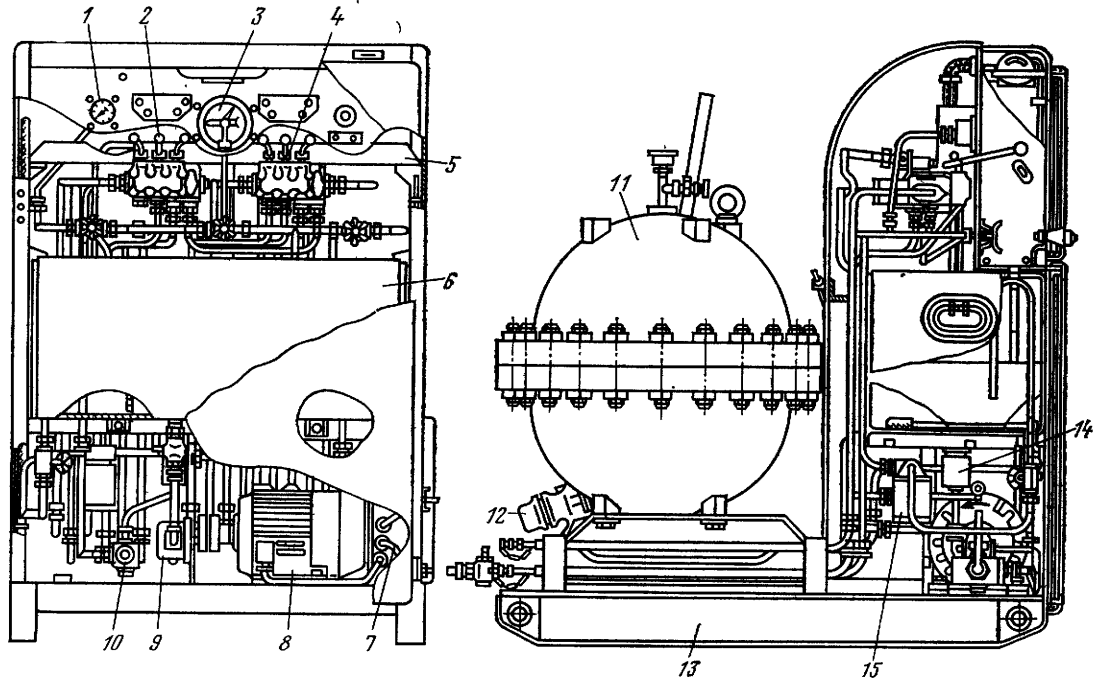


Рис. XII.5. Пульт гидроуправления

С основного пульта можно открывать и закрывать плащечные превенторы и задвижки. Универсальный превентор с основного пульта можно только закрыть. Распределитель основного пульта, управляющий универсальным превентором, подает масло в блокировочный цилиндр соответствующей рукоятки распределителя на вспомогательном пульте и переводит ее в положение «закрыто» — 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».

*Гидроаккумулятор* (рис. XII.6) предназначен для сокращения времени закрытия — открытия превенторов и задвижек и обеспечения работы гидроуправления при аварийном отключении электроэнергии.

При включении электродвигателя привода насоса масло по маслопроводу, подсоединенному к штуцеру *б*, поступает в нижнюю полость *в* аккумулятора *5*, в результате чего достигается

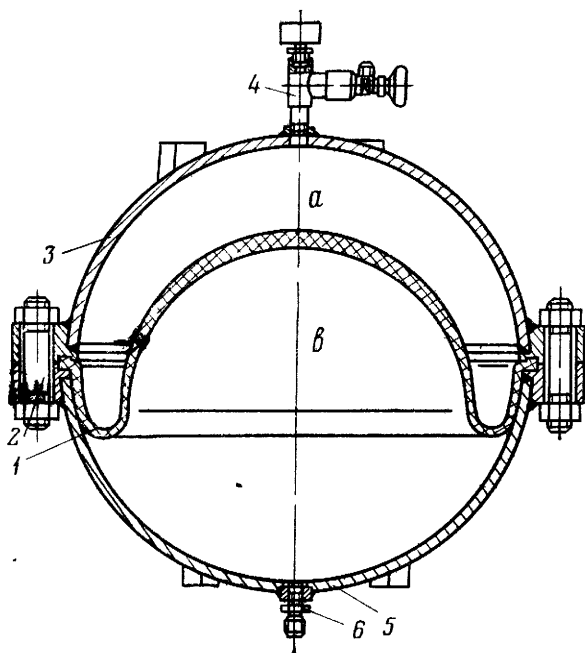


Рис. XII.6. Гидроаккумулятор:

1 — диафрагма; 2 — шпильки с гайкой; 3, 5 — крышка и корпус; 4 — вентиль с манометром; б — штуцер; а — полость азота; в — полость масла

давление 10 МПа, при этом давление азота в полости *a* аккумулятора тоже 10 МПа.

В случае отключения электроэнергии или неполадок в гидронасосе зарядку аккумулятора можно производить ручным насосом.

*Вспомогательный пульт* предназначен для управления превенторной установкой непосредственно с рабочего места бурильщика. Со вспомогательного пульта можно закрывать плашечные 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 плашечными превенторами и задвижкой манифольда, подают масло в блокировочные цилиндры соответствующих распределителей на основном пульте, благодаря чему происходит закрытие превенторов и открытие задвижки.

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) свыше 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 под давлением выше 10 МПа в нагнетательную линию клапана часть его сбрасывается через клапан в бак, что приводит к частому включению шестеренчатого насоса и быстрому выходу его из строя. При подаче масла под давлением ниже 10 МПа в нагнетательную линию регулирующего клапана в процессе протаскивания труб избыток масла сбрасывается не будет, что приводит к повышенному износу и выходу из строя уплотнителя универсального превентора.

Большим достоинством превенторов с гидравлическим управлением является их быстроедействие. Так, на закрытие плашечного превентора ППГ-230-320Бр 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. Это достигается за счет боковых прямоугольных отверстий в корпусе превентора, закрываемых откидными крышками. Через эти отверстия плашки устанавливаются в собранном виде. Для обогрева полости плашек в зимнее время имеется паропровод.

Схема гидравлического управления превенторами и задвижками, которая использована в современной превенторной установке ОП2Г-230×320, приведена на рис. XII.7. 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.

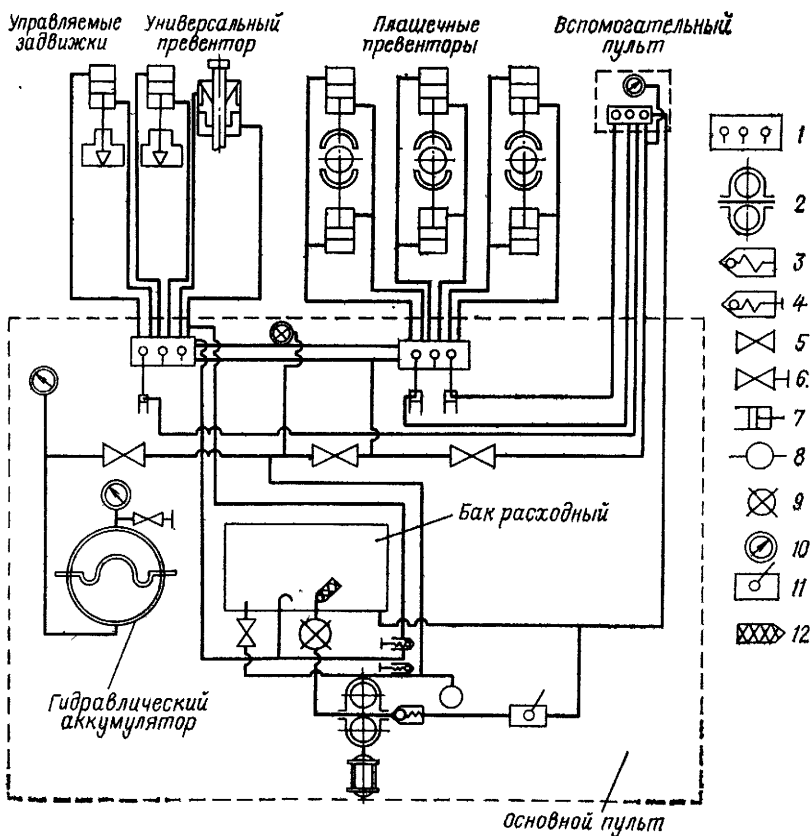


Рис. XII.7. Схема гидравлического управления превенторной установкой:

1 — распределитель; 2 — насос шестеренчатый; 3, 4 — клапаны обратный и предохранительный; 5, 6 — вентили масла и азота; 7 — блокировочный цилиндр; 8 — масляный фильтр; 9 — кран; 10 — манометр; 11 — ручной насос; 12 — маслосборник

Весьма ответственную роль выполняет гидравлический аккумулятор.

Плашечные превенторы имеют малую высоту, что позволяет применять невысокие основания под вышки. Однако эти превенторы не обеспечивают герметизацию колонны бурильных труб в тех случаях, когда против плашек находятся замки. Кроме того, невозможно одним комплектом плашек герметизировать комбинированную колонну и расхаживать колонну, если превентор закрыт.

*Универсальные превенторы* в значительной мере лишены перечисленных недостатков. Рабочей деталью их является большое кольцевое уплотнение, причем при открытом положении внутренний диаметр уплотнения достаточен для прохождения колонны труб, а при закрытом — кольцевое уплотнение сжимается, вследствие чего резиновый уплотнитель 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.

Сжатие кольцевого уплотнения осуществляется либо в результате непосредственного воздействия гидравлического усилия на уплотняющий элемент, либо в результате воздействия этого усилия на уплотнение через специальный кольцевой поршень.

На рис. XII.8 изображен универсальный гидравлический превентор плунжерного действия. Он состоит из корпуса 3 кольцевого плунжера 4 с конической расточкой, кольцевого резинового уплотнителя 1 с заделанными в него для упрочнения резины и для направленности ее деформации стальными пластинами, крышки 2 и распорного цилиндра 5.

При подаче рабочей жидкости под плунжер 4 через отверстие в корпусе (в полость А) превентора плунжер перемещается вверх и обжимает по конусу уплотнение 1 так, что оно расширяется к центру и обжимает трубу, находящуюся внутри кольцевого уплотнения. При этом давление бурового раствора в скважине через отверстия в распорном цилиндре будет действовать на плунжер и через него поджимать уплотняющую деталь.

Регулятор давления в системе управления ограничивает давление до величины, необходимой для герметизации кольцевого зазора. Благодаря этому можно протаскивать через уплотнение замки, бурильную колонну и УБТ и в конечном счете можно производить спуско-подъемные операции под давлением. При подаче жидкости в верхнюю камеру корпуса превентора (полость Б между плунжером и крышкой) давление плунжера 4 с уплотняющей детали снимается и труба освобождается.

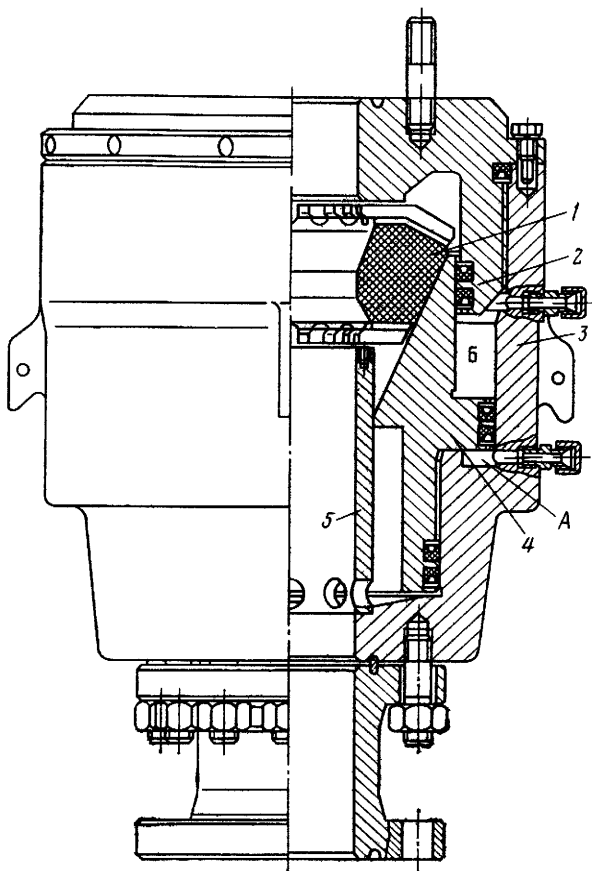


Рис XII 8 Универсальный превентор

Управление универсальным превентором может осуществляться либо с помощью ручного плунжерного насоса, либо с помощью насоса с электроприводом. Время закрытия универсального превентора гидроприводом 10 с.

Завод «Баррикады» выпускает превенторные установки ОП2Г-230-320Бр, ОП2Г-230-500Бра и ОП2-230-750Бр, которые состоят из:

- двух одинарных плашечных превенторов с гидравлическим управлением с плашками;
- одного универсального превентора ПУГ;
- гидроуправления превенторами и задвижками;
- манифольда;
- ручного привода.

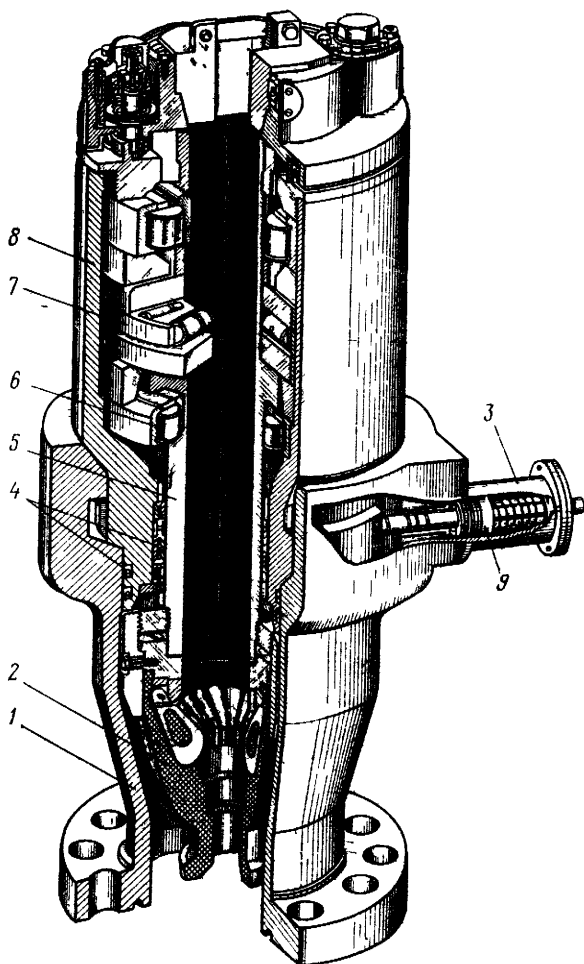


Рис. XII.9 Вращающийся превентор

Уплотнительные плашки поставляют глухие или с отверстиями для труб (для плашечных превенторов) диаметрами: 60; 63,5; 73; 89; 114; 127; 141; 146 мм.

*Вращающиеся превенторы* (рис. XII.9) позволяют бурить при герметизированном кольцевом зазоре между бурильной и обсадной колоннами.

Рабочей частью вращающегося превентора является резиновый уплотнитель 2, служащий для уплотнения бурильной трубы, замка или ведущей трубы. Уплотнитель привулканизирован к стальному кольцу, с помощью которого он крепится

к стволу 5 превентора накидной гайкой. Гайка для предотвращения самоотвинчивания стопорится винтом. От проворачивания уплотнитель предохраняется шпоночными выступами, входящими в вырезы ствола.

В патроне превентора на двух радиальных 6 и одном упорном 7 подшипниках качения смонтирован ствол 5. Все это опускается в стальной литой корпус 1, установленный на плашечном превенторе.

Для извлечения патрона 8 из корпуса под поршни запорного устройства ручным насосом подается масло, в результате чего поршень 9, сжимая пружину, отводит назад защелку 3, чтобы освободить патрон. От проворачивания относительно ствола головку предохраняют шпоночные выступы. Ствол таким образом вращается с ведущей трубой. Уплотнитель герметизирует устье скважины; он вращается вместе со стволом в подшипниках, установленных в патроне превентора. От проникновения жидкости из скважины между стволом и патроном и корпусом предохраняют манжетные уплотнения 4.

### § 3. ОБВЯЗКА УСТЬЯ СКВАЖИНЫ

Колонные головки предназначены для герметизации кольцевых пространств между кондуктором, промежуточной и эксплуатационной колоннами. Поскольку конструкция скважины может быть одноколонной, двухколонной и трехколонной, существует несколько схем обвязки.

Для скважин одноколонной конструкции (диаметры обсадных колонн 114, 141 и 168 мм) применяется обвязка, при которой на верхний конец эксплуатационной колонны навинчивается фланец, соответствующий фланцу крестовины фонтанной арматуры. Эта схема применяется при рабочем давлении до 12,5 МПа.

Обвязка для скважин двухколонной конструкции предназначена для колонн следующих диаметров (размеры в мм): 273×168; 299×168; 325×168; 219×146; 245×146; 273×146; 299×146; 325×146; 168×114; 194×114; 219×114.

Обвязка скважин двухколонной конструкции состоит из посаженной на наружную колонну головки с клиньями, на которых подвешена внутренняя (эксплуатационная) колонна. Колонная головка может быть соединена с промежуточной колонной через дистанционный патрубок и дополнительный фланец. Фланцевое соединение крепится шпильками с гайками и уплотняется кольцами из малоуглеродистой стали типа армко овального сечения, заложенными в кольцевые канавки.

При других схемах, обвязки колонная головка находится на дистанционном патрубке, который ввинчивается в муфту верхней трубы промежуточной колонны, либо прямо на колонный фланец промежуточной колонны в зависимости от того,

Рис. XII.10. Обвязка устья трехколонной скважины

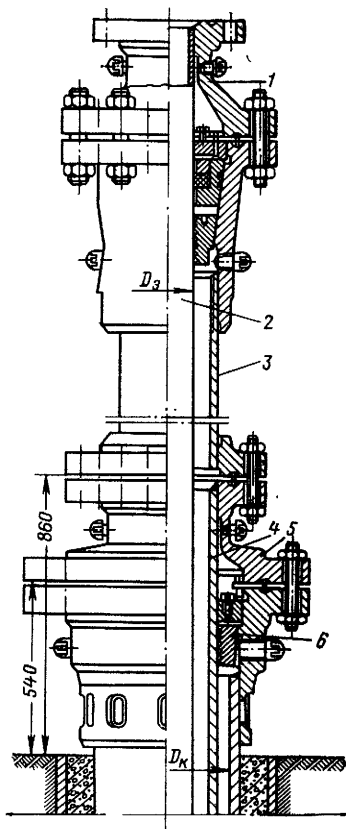
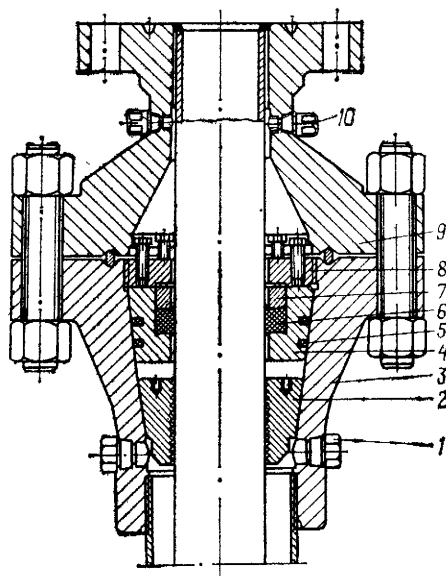


Рис. XII.11. Колонная головка с клиновой подвеской одной колонны



на какую высоту нужно поднять верхний фланец головки. Эти схемы применяются для давлений 12,5, 20,0 и 30,0 МПа. С арматурой соединение осуществляется с помощью верхнего фланца колонной головки.

Для трехколонной конструкции скважин (377×273×168, 426×273×168 и 426×299×168) применяется обвязка, показанная на схеме (рис. XII.10). На клиньях подвешиваются две колонны: вторая промежуточная 4 и эксплуатационная 2. Вторая колонна подвешена на шести клиньях 6, а кольцевой зазор между первой и второй колоннами уплотнен пакером. Устройство для подвески колонны помещено внутри колонного фланца и смонтированной на нем катушки 5. В зависимости от требуемой высоты подъема верхнего фланца головки 1 может быть применен дистанционный патрубок 3. Эта обвязка используется для давлений 12,5, 20 и 30 МПа.

Колонная головка состоит из корпуса, катушки, клиньев и пакера; клинья служат для подвешивания колонны, пакер —

для герметизации межтрубного пространства. Катушка и корпус головки соединяются при помощи шпилек. Контроль за межтрубным пространством и заливка цементом производятся через отверстия в корпусе головки. Иногда головки выполняются без дистанционного патрубка.

На рис. XII.11 показана головка для двух колонн с клиновой подвеской труб. Эта головка состоит из колонного фланца 3 и катушки 9, соединенных шпильками и уплотненных кольцом из малоуглеродистой стали. Внутри промежуточной колонны спускают эксплуатационную колонну, затем вставляют клинья 2, которые, скользя по конусной внутренней поверхности колонного фланца, сходятся к центру до тех пор, пока не захватывают эксплуатационную колонну, после чего колонна удерживается на клиньях.

Затем во фланец опускают пакерное устройство, герметизирующее кольцевое пространство между колоннами. Пакерное устройство состоит из обоймы 4, которая по поверхности контакта с внутренней поверхностью фланца 3 уплотнена резиновыми кольцами 5, а по поверхности контакта с эксплуатационной колонной — также резиновым уплотнителем 6 (пакером). Винты через кольцо 7 и нажимную гайку 8 поджимают обойму вниз по конической поверхности и тем самым поджимают уплотнения.

Верхний торец эксплуатационной колонны приварен под торцом верхнего фланца катушки, предназначенного для соединения с фонтанной арматурой. Опрессовка верхней части колонной головки производится через два отверстия, закрытые пробками 10. Заливка цементом пространства между промежуточной и эксплуатационной колоннами осуществляется через два отверстия, закрытые пробками 1.

#### § 1. ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ

В процессе бурения скважин долото приводится во вращение с поверхности земли либо ротором через бурильную колонну, либо двигателями, расположенными непосредственно в скважине в нижней части бурильной колонны над долотом. Для этих целей могут применяться гидравлические, электрические и пневматические двигатели.

Существуют гидравлические двигатели двух типов: гидравлические многоступенчатые турбины, называемые турбобурами, и гидравлические двигатели объемного действия — гидробуры.

Электрические забойные двигатели — это электробуры. Они состоят из маслонаполненного двигателя трехфазного переменного тока, соединенного со шпинделем, на котором укреплено долото.

Идея использования забойных двигателей для бурения скважин 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, развивавшей 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 тоже с редуктором, однако эта конструкция также успеха не имела.

Спустя 10 лет в 1935 г. инженерами П. П. Шумиловым, Р. А. Иоаннесяном, Э. И. Тагиевым и М. Т. Гусманом был создан многоступенчатый турбобур сначала с шарикоподшипниковой осевой опорой, а потом с резино-металлической. Широкое внедрение этого турбобура началось в 1946 г. Благодаря простоте конструкции и эксплуатации турбинное бурение получило широкое распространение в СССР.

Однако большая частота вращения вала турбобура приводит к быстрому износу шарошечного долота и небольшим проходкам на долото при сравнительно высокой скорости механического бурения. В 60-х годах во ВНИИБТ были начаты работы

по созданию забойного объемного гидравлического двигателя, вращающего долото с частотой 50—200 об/мин. Первые гидробуры этого типа были испытаны в 1967—1969 гг. В настоящее время создано несколько конструкций гидробуров этого типа, работающих достаточно надежно.

Первый электробур создавался в Советском Союзе в 1938—1940 гг. инженерами А. П. Островским, Н. В. Александровым, Н. Г. Григоряном, А. Л. Ильским и А. А. Богдановым. Этим электробуром была пробурена на промысле Азизбековнефть (Баку) первая скважина глубиной 1468 м.

В настоящее время электробуры применяют для бурения скважин, но ввиду конструктивной сложности они не получили широкого распространения.

## § 2. ТУРБОБУРЫ

### Принцип действия и устройство турбобура

Турбобур (рис. XIII.1) представляет собой забойный гидравлический агрегат с многоступенчатой гидравлической турбиной, приводимой в действие потоком бурового раствора, который закачивают в бурильную колонну с поверхности насосами.

Турбобур состоит из двух групп деталей: вращающихся и не вращающихся. Невращающуюся группу деталей составляют переводник 1, при помощи которого турбобур соединяется с бурильной колонной, цилиндрический корпус 2 с кольцами пяты 4, дисками статора 6, средней опорой и ниппелем 8. К вращающейся группе деталей относится вал 3 с насаженными на нем дисками роторов 7 и пяты 5, закрепленными на валу при помощи шпонки, гайки и контргайки. Нижняя часть вала имеет отверстие внутри и боковые каналы для протока раствора к долоту и снабжено резьбой, которой через переводник присоединяется долото.

Турбина состоит из большого числа ступеней (100—350). Каждая ступень (рис. XIII.2) представляет собой два диска с лопатками: один диск — ротор — укреплен на валу турбобура, второй — статор. 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 производит силовое воздействие на них. В результате этого создаются силы, стремящиеся повернуть закрепленный на валу ротор в одну сторону, а закрепленный в корпусе диск статора — в другую сторону. Далее поток раствора из каналов ротора вновь поступает на лопатки статора ниже расположенной ступени, где вновь происходят изменение направления потока жидкости и подача его на лопатки ротора этой ступени. На роторе второй ступени также возникают силы, создающие активный крутящий момент, и т. д.

Рис. XIII.1. Многоступенчатый турбобур

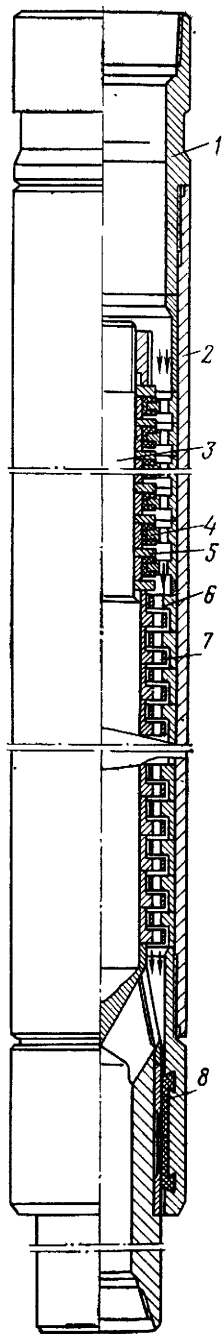
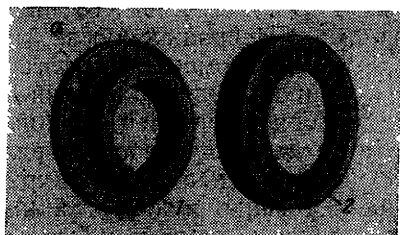
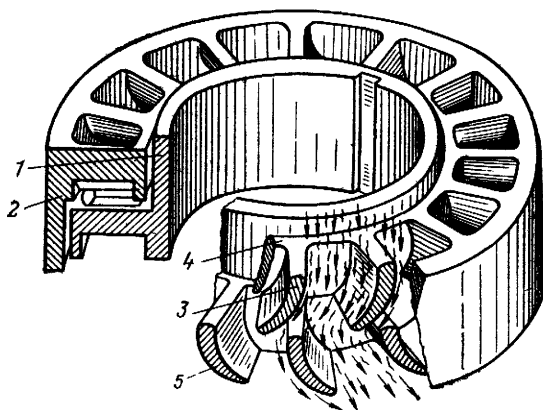


Рис. XIII.2. Ступень турбины турбобура:

*a* — внешний вид; *б* — схема ступени; 1 — ротор, 2 — статор; 3 — лопатки статора; 4 — обод статора; 5 — лопатки ротора



*б*



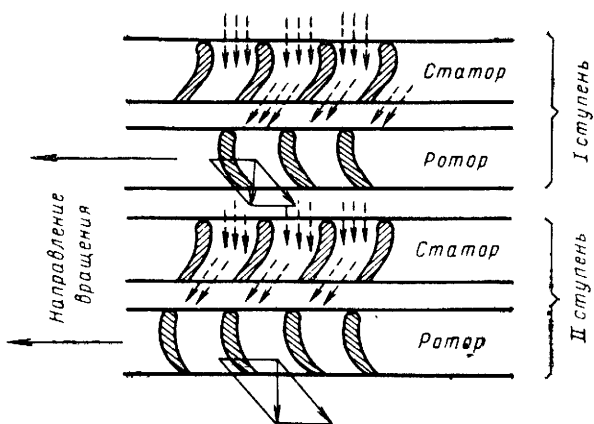


Рис. XIII.3. Схема движения раствора в многоступенчатой турбине

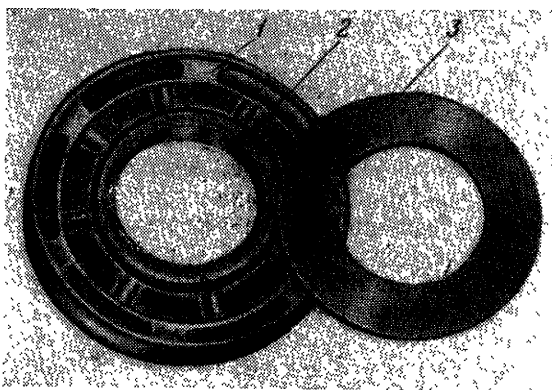


Рис. XIII.4. Секция резинометаллической пяты турбобура

Схема движения жидкости в многоступенчатой турбине показана на рис. XIII.3. Жидкость, поступающая в турбобур, проходит через все его ступени и подводится к долоту. Активный крутящий момент, создаваемый каждым ротором, суммируется на валу, а реактивный момент, создаваемый на лопатках дисков статора, суммируется на корпус турбобура. Эти оба момента — активный и реактивный — равны по величине и противоположны по направлению. Реактивный момент через корпус турбобура передается соединенной с ним бурильной колонне, а активный — долоту.

В зависимости от требований бурения применяют турбобуры диаметром от 127 до 220 мм с числом ступеней от 25 до 350 и более. При большем числе ступеней для удобства перевозки и монтажа турбобур выполняется из отдельных секций (до четырех) длиной 6—10 м каждая, соединяемых между собой на буровой в один агрегат перед спуском в скважину.

Диски ротора и статора отливают из стали, ковкого чугуна или комбинируют из пластмассовых (капроновых, полипропиленовых) венцов и стальных ступиц ротора и ободов статора. Профили лопаток статора и ротора обычно являются зеркальным отображением. В турбобурах диаметром 170 мм и менее применяют безободные диски.

Ротор фиксируется в статоре посредством радиально-осевого и радиальных резинометаллических подшипников скольжения. В односекционных турбобурах и первых (нижних) секциях секционных турбобуров используется различное расположение опор.

Опора—пята, через которую передается осевая нагрузка от бурильной колонны долоту, в зависимости от конструкции располагается в верхней или нижней частях турбобура. Резинометаллическая пята состоит из нескольких ступеней (рис. XIII.4). Каждая ступень имеет подпятник, который представляет собой металлический обод 1 с резиновой облицовкой 2, укрепляемый в корпусе, и стальной диск 3, сидящий на валу турбобура.

Эластичная резиновая облицовка одного из элементов пяты или подшипника обеспечивает его работу при смазке буровым раствором и распределяет нагрузку по поверхности трения. Резинометаллические опоры турбобуров в зависимости от условий эксплуатации имеют работоспособность в пределах 50—150 ч.

Пята, расположенная в верхней части турбобура, снабжается каналами для протока раствора, а пята, расположенная в нижней части вала, не имеет каналов и служит лабиринтным уплотнением, препятствующим утечкам раствора в зазор между валом и ниппелем. При такой конструкции можно работать с некоторым перепадом давления в долотах без значительных утечек раствора через нижнее уплотнение. Валы верхних секций имеют только радиальные опоры.

Ниппель, свинченный с корпусом турбобура, служит для зажатия дисков статора. Резиновая обкладка ниппеля является одновременно нижней радиальной опорой и сальником, уплотняющим зазор между корпусом и валом турбобура.

Валы секций соединяются с помощью конусных фрикционных или шлицевых муфт. Последний тип, более сложный в изготовлении, приспособлен к условиям сильной вибрационной нагрузки при бурении крепких пород. Шлицы предназначены для предотвращения проворота муфты.

## Конструкции турбобуров

По конструкции турбобуры делятся на односекционные, многосекционные, высокомоментные, редукторные, шпindelные и укороченные.

*Односекционные турбобуры Т12МЗ* (рис. XIII.5) изготовляют диаметрами 240, 212, 195 и 172 мм с числом ступеней 100—120, собранных в одном корпусе. Они снабжены резино-металлической пятой, расположенной в верхней части. Резиновые подпятники выполняются либо приваренными к металлическим дискам, либо в виде сменных резиновых вкладышей.

Для ориентированного искривления при бурении наклонных скважин применяют более короткие односекционные турбобуры с числом ступеней 30—60.

*Многосекционные турбобуры типа ТС* (рис. XIII.6) состоят из двух и более последовательно соединенных между собой секций, каждая из которых собирается в отдельном корпусе вместе со своим валом и имеет 100 и более ступеней. Валы секций соединяются конусно-шлицевыми муфтами при свинчивании корпусов секций. Свинчиваются секции в вертикальном положении на буровой над устьем скважины.

У секционного турбобура одна общая осевая опора располагается в нижней секции. Конструкция резино-металлической пяты такая, как и у односекционных турбобуров. Конструктивно нижняя секция отличается от односекционного турбобура тем,

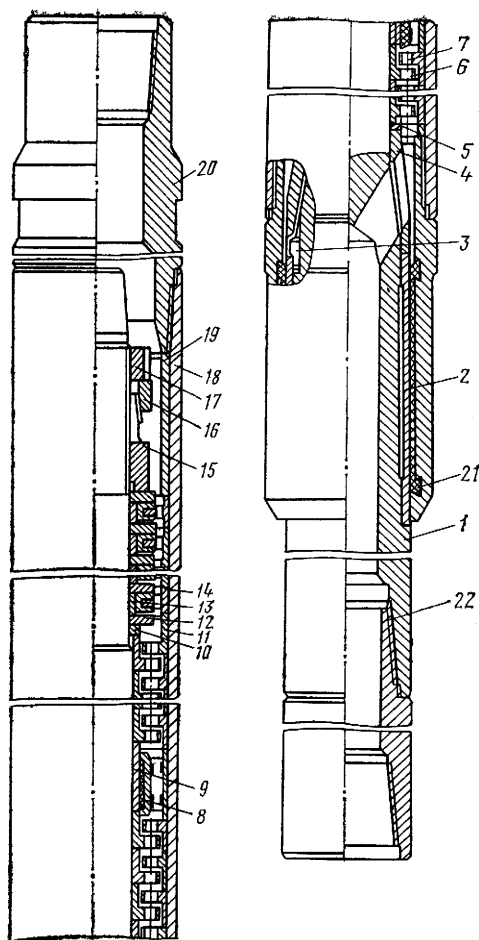


Рис. XIII.5. Односекционный турбобур:

1 — вал; 2 — втулка nipples; 3 — шпонка; 4 — упорная втулка, 5, 10, 11 — регулировочные кольца; 6 — ротор; 7 — статор, 8, 9 — радиальная опора; 12, 13 — диск и кольцо пяты; 14 — подпятник; 15 — гайка ротора; 16 — колпак; 17 — контргайка, 18 — корпус, 19 — втулка, 20, 22 — переводники; 21 — nipple

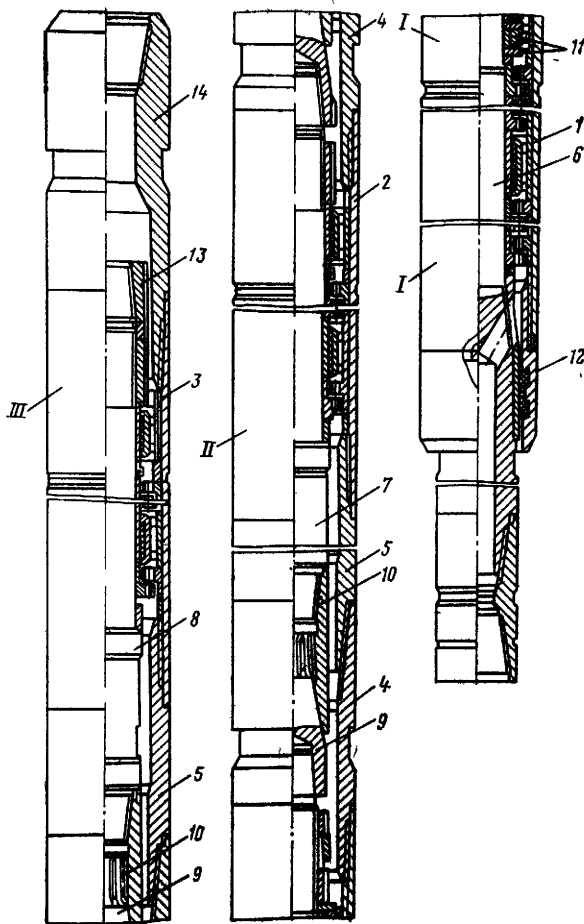


Рис. XIII 6. Многосекционный турбобур:

*I* — нижняя секция; *II* — средняя секция; *III* — верхняя секция:

*1, 2, 3* — корпуса нижней, средней и верхней секций; *4, 5, 14* — нижний, средний и верхний переводники; *6, 7, 8* — валы нижней, средней и верхней секций; *9, 10* — нижняя и верхняя полумуфты, *11* — подпятник; *12* — ниппель; *13* — контргайка

что корпус в верхней части снабжен переводником с конической резьбой, а на верхней части вала имеется соединительная полумуфта. Положение роторов относительно статоров регулируется с помощью кольца, установленного между турбиной и осевой пятой.

Статоры в корпусе закрепляются с помощью ниппеля. У турбобуров ТС5Б-9", ЗТС5Б-9", ТС4А-5", ТС4А-4" ниппель имеет цилиндрическую резьбу. Секционные турбобуры других типов

имеют коническую соединительную резьбу. Для создания необходимого натяга для сжатия статоров применяют регулировочные кольца.

В средних и верхних секциях турбобуров нет осевых пят. Положение вала с роторами относительно корпуса со статорами определяется регулировочным кольцом, устанавливаемым между соединительным переводником и дисками статора.

Крепления статоров в корпусах верхней и средних секций осуществляется затяжкой конического резьбового соединения через регулировочные кольца. В турбобурах ТС4А-5" и ТС4А-4" применяется цилиндрическая резьба.

**Шпindelный турбобур** (рис. XIII.7) был разработан с целью уменьшения потерь бурового раствора через нижний подшипник — ниппель — при бурении с гидромониторными долотами, для которых необходимо большое давление раствора при выходе его из вала турбобура. Для этого к нижней части турбобура присоединяется на резьбе отдельная секция — шпindel, имеющая осевую пяту и радиальные подшипники, сконструированные так, чтобы снизить утечку раствора через зазоры между валом и подшипником корпуса.

Шпindelные турбобуры изготовляют диаметрами 240, 195, 185, 172 и 164 мм. Шпindel состоит из вала, укрепленного в корпусе на двух радиальных подшипниках. Для восприятия осевых нагрузок служит резинOMETаллическая пята, которая состоит из набора стальных дисков и резинOMETаллических подшипников, чередующихся между собой. Корпус шпинделя присоединяется к нижней турбинной секции через переводник, а вал — через муфту так же, как секции соединяются между собой.

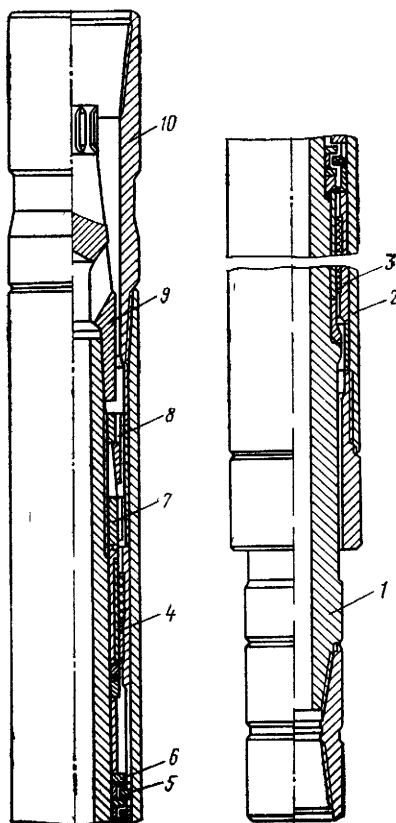


Рис. XIII.7. Шпindelный турбобур:

1 — вал; 2 — корпус; 3, 4 — радиальные опоры; 5 — подшипник; 6 — диск пята, 7, 8 — гайка и контргайка, 9 — нижняя полумуфта, 10 — переводник

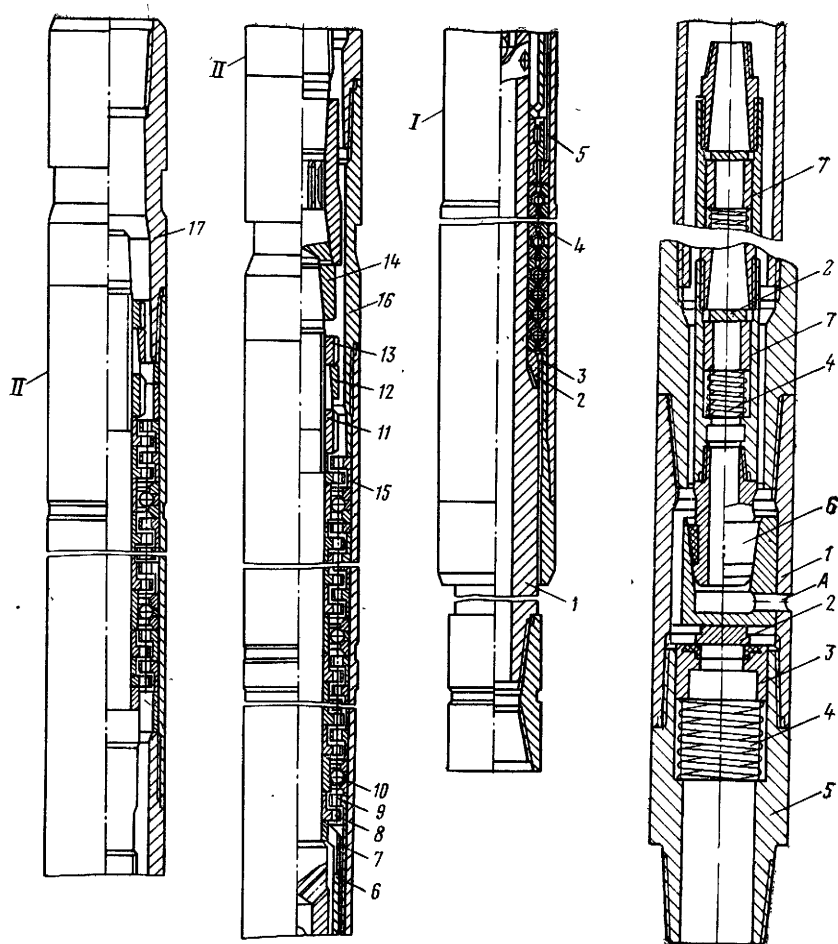


Рис. XIII.8. Турбобур с предельной турбиной и шариковыми опорами:

*I, II* — нижняя и верхняя секции; *1* — вал; *2* — упор; *3* — nipple; *4* — упорно-радиальный шарикоподшипник; *5* — торцовый сальник; *6, 7* — втулки; *8* — ротор; *9* — статор; *10* — шариковые опоры; *11* — гайки; *12* — колпак; *13* — контргайки; *14* — полумуфты; *15* — корпус; *16, 17* — переводники

Рис. XIII.9. Клапанная перепускная приставка к турбобуру:

*1* — корпус; *2* — седла; *3* — поршень; *4* — пружины; *5* — переводник; *6* — хвостовик; *7* — втулка

В настоящее время конструкции секционных турбобуров унифицированы, и они могут использоваться со шпинделем как одно- или многосекционные.

Турбобуры с предельными турбинами типа *A* (рис. XIII.8) отличаются от ранее описанных тем, что их турбины имеют изменяющуюся характеристику при постоянном расходе жидко-

сти. Эти турбины сконструированы так, что перепад давления на турбине уменьшается в зависимости от нагрузки на долото и изменяющегося при этом тормозного момента. В них использованы так называемые высокоциркулятивные турбины, постоянный перепад на которых поддерживается с помощью перепускного клапана, через который часть жидкости сбрасывается в затрубное пространство, минуя турбобур. Этим достигается стабильный режим работы турбины при переменном расходе жидкости.

Эти турбобуры отличаются от ранее описанных еще и тем, что в них вместо резино-металлических опор и подшипников применены шарикоподшипники. Пята этого турбобура расположена в нижней части и выполнена в виде десятирядного шарикоподшипника. Эти подшипники работают в среде бурового раствора, поэтому для предохранения подшипника от попадания в него крупных абразивных частиц установлены защитные сальники. Турбины расположены в верхней части с промежуточными шариковыми радиальными подшипниками, через которые протекает буровой раствор. Подшипники применяют без сепараторной конструкции.

Крепление турбин, корпусов и соединение валов аналогично описанным выше. Конечно, работоспособность шарикоподшипников в среде бурового раствора небольшая, так как происходит их сильный абразивный износ.

Турбобуры типа А изготавливают диаметрами 240, 195 и 164 мм следующих шифров; А9К5Са, А7Н4С и А6К3С с числом ступеней до 240. В нижней секции устанавливают 110 ступеней, а остальные — в верхней.

Для улучшения условий работы долота и обеспечения повышенного крутящего момента при увеличении нагрузки на долото при бурении турбобуры типа А7Н могут использоваться с редукционным клапаном, устанавливаемым непосредственно над турбобуром или на некотором расстоянии от него.

*Клапанная перепускная приставка* (рис. XIII.9) имеет обратный клапан, к которому пружиной прижата втулка. При уменьшении разности давления под клапаном и над клапаном втулка перемещается вниз и открывает боковое отверстие А, сообщая внутреннюю полость труб с затрубным пространством. Если разности давлений нет, то втулка под действием нижней пружины поднимается вверх, перекрывает боковое отверстие, и весь буровой раствор поступает в турбобур.

Эти приставки могут работать при применении двигателей привода буровых насосов с регулируемой частотой вращения. В этом случае по мере торможения долота снижается перепад на турбине, а следовательно, и мощность. Двигатели насосов автоматически увеличивают частоту вращения и подачу насосов, что ведет к повышению крутящего момента, развиваемого турбобуром.

Многообразие конструктивных вариантов турбобуров объясняется стремлением создать турбинный двигатель, который мог бы обеспечить требуемую рабочую характеристику долоту. Шарошечные долота при частотах вращения более 250 об/мин работают всего несколько часов и дают небольшую проходку, а турбинный двигатель хорошо работает при высоких частотах вращения (более 500 об/мин).

### § 3. ТУРБОДОЛОТА

Турбодолото (рис. XIII.10) является забойным двигателем, служащим для бурения скважин с отбором образцов породы (кернов). Оно представляет собой односекционный турбобур с полым валом, внутри которого расположена колонковая труба — грунтоноски для приема выбуренного керна (рис. XIII.11).

Грунтоноски в верхней части снабжена головкой с конусной посадочной поверхностью, которой она садится в опору, закрепленную в корпусе, благодаря чему грунтоноски остается неподвижной при вращении вала. Клапан служит для перепуска жидкости из колонковой трубы по мере входа в нее керна и предохраняет от утечки бурового раствора через колонковую

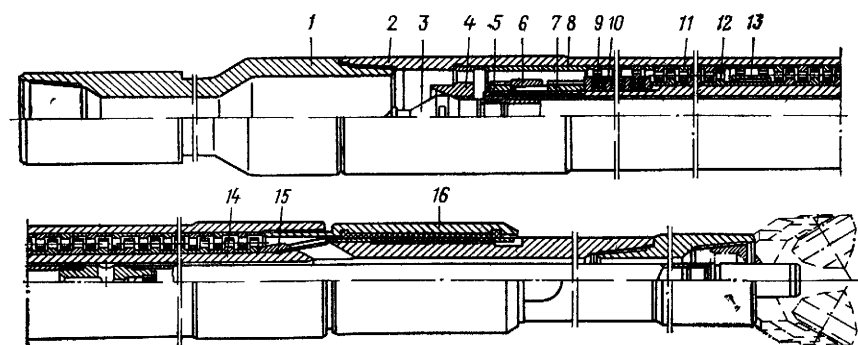


Рис. XIII.10. Турбодолото КТД-3:

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 — оюра; 14 — вал; 15 — переводник; 16 — нипель

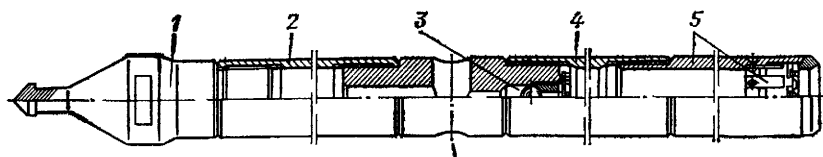


Рис. XIII.11. Съемная грунтоноски:

1 — головка; 2 — верхняя труба; 3 — клапан; 4 — колонковая труба; 5 — кернорватель

трубу, что могло бы разрушать керн. После того как труба наполнится керном, его открывают при помощи кернорвателя, укрепленного в нижней части трубы. Рватель снабжен клиновидными зубьями — «собачками», укрепленными на шарнирах. При входе керна в трубу «собачки» прижимаются к нему заостренными концами. При подъеме грунтоноски «собачки» стремятся занять горизонтальное положение, врезаются в керн, отрывают его от забоя и перекрывают отверстие в колонковой трубе, препятствуя выпадению керна.

В остальном конструкция турбодолота аналогична турбобуру. Турбодолота применяют с алмазными или четырехшарошечными долотами, разбуривающими забой по кольцу с образованием в середине керна. Такие долота называют бурильными головками.

#### § 4. ТУРБОБУРЫ ДЛЯ ЗАБУРИВАНИЯ НАКЛОННЫХ СКВАЖИН

Для забуривания наклонных стволов турбобур с долотом в скважине должен быть поставлен под углом к вертикали. Для того, чтобы этот угол был большим, турбобур должен иметь возможно меньшую длину. Для этих целей применяют укороченные турбобуры с числом ступней 30—60. По конструкции они

Таблица XIII.1

Типоразмер	Габаритные размеры, м		Масса, кг	Число ступней	Расход жидкости, л/с	Частота вращения, об/мин	Характеристика при максимальной мощности	
	диаметр	общая длина					крутящий момент, кН·м	перепад давления, МПа
ЗТСБ-240	0,24	21,71	3641	316	38	505	3,41	7,2
Т12РТ-9"	0,24	8,47	2154	120	45	600	1,84	3,9
ЗТСШ-9ТЛ	0,24	23,445	5827	317	41	460	3,60	6,0
ЗТСБ-8"	0,215	22,467	4875	325	32	425	2,23	5,1
ЗТСБ-7 1/2"	0,195	20,704	3608	272	25	590	1,58	7,15
ЗТСШ-7 1/2"	0,195	23,83	4200	285	25	590	1,66	7,5
ЗТСШ-7 1/2ТЛ	0,195	26,11	4234	330	35	302	1,40	2,15
ЗТСШ-7 1/4ТЛ	0,185	26,11	4165	324	26	565	1,60	5,3
ЗТСБ-6 5/8"	0,172	22,5	3195	252	19	540	1,10	7,6
ЗТСШ-6 5/8ТЛ	0,172	25,49	3500	435	24	430	1,30	5,7
ЗТСШ-6 5/8"	0,172	25,49	3598	369	19	540	1,15	7,95
ЗТСШ-6 1/2 ТЛ	0,164	25,725	3313	353	25	475	1,30	5,35
ТС4А-5"	0,127	13,635	1092	240	12	760	0,43	6,68
ТС4А-4"	0,104	12,775	629	212	8	810	0,20	5,5

аналогичны турбобурам типа 12МЗК, но без средней опоры, так как его общая длина небольшая и промежуточная опора не нужна.

Лопатки турбины имеют большой угол и другую форму для того, чтобы каждая ступень развивала большую мощность. С бурильной колонной такой турбобур соединяется с помощью кривого переводника, у которого оси верхней и нижней резьб выполнены под углом. Такой турбобур вследствие небольшой длины хорошо вписывается в сильно искривленный ствол скважины.

Однако короткие турбобуры имеют небольшую мощность, в результате чего эффективность их низкая при бурении скважин, где необходим набор кривизны на большой длине. В этих случаях применяют секционные турбобуры большей мощности. В них переводник, соединяющий секции, изогнут. Валы секций для обеспечения возможности работы под углом друг к другу соединены зубчатой муфтой, допускающей перекосы и позволяющей передавать вращение под углом даже до 30°.

Основные конструктивные параметры наиболее распространенных турбобуров приведены в табл. XIII.1.

## § 5. ХАРАКТЕРИСТИКА ТУРБОБУРА

Рабочая характеристика турбины турбобура определяется частотой вращения вала  $n$  в об/мин, вращающим моментом на валу турбобура  $M$  в Н·м, мощностью  $N$  в кВт, развиваемой турбобуром, перепадом давления  $\Delta p$  в Па и гидравлическим коэффициентом полезного действия  $\eta$  в зависимости от количества бурового раствора  $Q$  в м<sup>3</sup>/с, прокачиваемого через турбину. В процессе бурения вследствие изменения момента сопротивления на долоте и количества прокачиваемого раствора все параметры также меняются.

Вращающий момент на валу турбины возникает в результате взаимодействия потока жидкости с лопатками ротора и статора. Взаимодействие жидкости с лопатками упрощают и предполагают, что поток в каналах ротора и статора турбины движется цилиндрическими слоями и жидкость в каждом слое не влияет на другие слои в радиальном направлении.

Течение жидкости в цилиндрическом слое рассматривается в одномерной теории турбин, разработанной в прошлом веке инженером Эйлером. Согласно этой теории, в проточной части турбины протекает бесчисленное количество 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 направлениях.

Для упрощения расчета принимают, что эквивалентная струйка имеет некоторую среднюю скорость, соответствующую

осредненным параметрам движения потока на расчетном радиусе.

Это допущение справедливо при соблюдении двух условий: фактический расход жидкости через турбину и расход, определенный по эквивалентной струйке одинаков;

энергетические параметры турбины, определенные по взаимодействию эквивалентной струйки с лопатками турбины, соответствует фактическим.

Теория гидравлических турбин основывается на струйной теории, и она может быть использована для расчетов многоступенчатых осевых турбин турбобуров, в которых радиальные размеры каналов по сравнению с расчетным диаметром турбины относительно малы (соотношение 1 : 10), и можно полагать, что условия передачи энергии всеми струйками в каналах турбины примерно идентичны, поэтому расчеты ведут по среднему диаметру  $D_{cp}$  лопаток турбобура.

Осевая скорость потока  $c_z$  (в м/с) жидкости в любом поперечном сечении турбины вычисляется по уравнению расхода

$$c_z = Q/F = Q/\pi D_{cp} l, \quad (\text{XIII.1})$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения решетки турбины, м<sup>2</sup>;  $l$  — радиальная длина лопаток, м.

Движение жидкости в канале турбины между двумя соседними лопатками определяется ее осевой скоростью и частотой вращения ротора относительно статора.

Силовое воздействие потока жидкости на лопатки ротора связано с изменением ее скорости в каналах решетки турбины. Для обеспечения протекания жидкости через турбины с определенной скоростью надо на входе в турбину иметь необходимый напор, который расходуется как на полезную работу, так и на затраты по преодолению вредных сопротивлений.

Количество энергии, передаваемой лопаткам ротора, зависит от конструктивных параметров турбины, расхода жидкости  $Q$ , ее плотности  $\rho$  и частоты вращения ротора  $n$ .

Крутящий момент, развиваемый на ступени ротора, может быть найден из выражения, называемого уравнением Эйлера:

$$M = Q \rho (c_{1u} - c_{2u}) r_{cp}, \quad (\text{XIII.2})$$

где  $r_{cp} = D_{cp}/2$  — средний радиус лопаток, м;  $c_{1u}$  и  $c_{2u}$  — окружные составляющие скорости жидкости на среднем радиусе, м/с,

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1, \quad (\text{XIII.3})$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2, \quad (\text{XIII.4})$$

где  $c_1$  и  $c_2$  — абсолютные скорости жидкости в роторе турбины на входе и выходе из него, м;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — углы наклона потока жидкости на выходе из лопаток статора и ротора, эти углы при густых решетках, применяемых в турбобурах, примерно равны углам наклона лопаток статора  $\alpha_{1л}$  и ротора  $\alpha_{2л}$ .

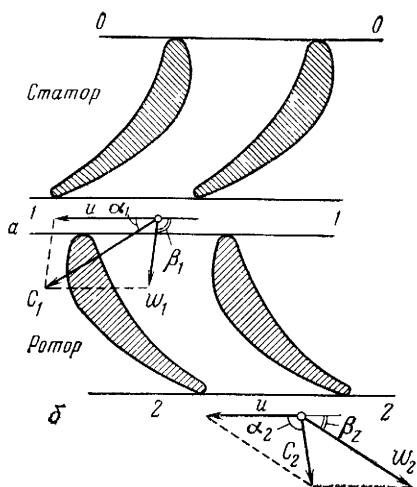
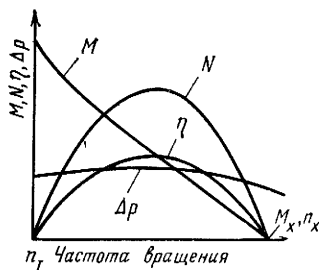


Рис. XIII.12. Треугольники скоростей жидкости в ступени турбины. *a* — на выходе из статора; *б* — на выходе из ротора

Рис. XIII.13. Характеристика турбины турбобура при постоянном расходе жидкости



Величины абсолютных скоростей жидкости  $c_1$  и  $c_2$  и углы наклона потока жидкости  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  определяют из треугольников скоростей (рис. XIII.12).

Жидкость, поступающая в статор (сечение  $0-0$ ), на выходе из него в сечении  $(1-1)$ , как видно из треугольника скоростей (рис. XIII.12, *a*), имеет абсолютную скорость  $c_1$ , окружную скорость  $u$  и относительную скорость  $w_1$ , направленную под углом  $\beta_1$ . На выходе из ротора в сечении  $2-2$  (рис. XIII.12, *б*) жидкость имеет абсолютную скорость  $c_2$  и относительную  $w_2$ , направленную под углом  $\beta_2$ .

Так как частота вращения ротора турбобура зависит от нагрузки на долото и при работе меняется, изменяется и режим течения жидкости в турбине. Наиболее благоприятным режимом является так называемый безударный режим, когда нет ударов жидкости о лопапки и завихрений жидкости. Это режим наиболее высокого гидравлического к. п. д. турбины  $\eta$ .

Окружная скорость лопаток (в м/с)

$$u = c_z (\operatorname{ctg} \alpha_{1л} + \operatorname{ctg} \beta_{1л}^{\text{н}}). \quad (\text{XIII.5})$$

Расчетная частота вращения ротора турбобура (в об/мин)

$$n = u/\pi D_{\text{ср}} 60. \quad (\text{XIII.6})$$

На рис. XIII.13 показана характеристика турбины турбобура при постоянном расходе жидкости.

В рабочей зоне турбобура перепад давления  $\Delta p$  меняется незначительно. Крутящий момент  $M$  изменяется от максимального значения при торможении  $M_{\text{т}}$  при частоте вращения  $n_{\text{т}} = 0$  до  $M_{\text{х}} = 0$  при холостом ходе  $n_{\text{х}}$ .

При линейной зависимости от частоты вращения момент на валу будет

$$\frac{M}{M_T} = \frac{n_x - n}{n_x}, \quad (\text{XIII.7})$$

откуда

$$M = \left(1 - \frac{n}{n_x}\right) M_T. \quad (\text{XIII.8})$$

Мощность ступени турбины (в кВт)

$$N_{ст} = M \omega$$

или

$$N_{ст} = M \frac{\pi n}{30}, \quad (\text{XIII.9})$$

где  $\omega$  — угловая скорость,  $\text{с}^{-1}$ ,

$$\omega = \pi n/30.$$

Крутящий момент турбины, имеющей  $k$  ступеней (в  $\text{кН} \cdot \text{м}$ )

$$M_k = kM. \quad (\text{XIII.10})$$

Соответственно мощность турбины (в кВт)

$$N_k = kN_{ст}, \quad (\text{XIII.11})$$

т. е. крутящий момент и мощность турбобура пропорциональны числу ступеней. Этим и объясняется то, что при малых диаметрах турбобуров для получения требуемых крутящего момента и мощности турбобуры делают с большим числом ступеней.

Подставляя значения  $M$  из выражения (XIII.8), получим

$$N_k = \frac{\pi M_T}{30 n_x} (n n_x - n^2) k. \quad (\text{XIII.12})$$

Это выражение является уравнением квадратичной параболы. Максимум мощности достигается при

$$n = Q_x/2 \quad (\text{XIII.13})$$

и равен

$$N_{k \max} = \frac{\pi}{120} M_T n_x. \quad (\text{XIII.14})$$

Режим максимальной мощности называется экстремальным. Гидравлический коэффициент полезного действия

$$\eta = N_k / \Delta p Q \equiv N, \quad (\text{XIII.15})$$

т. е.  $\eta_{\max}$  пропорционален мощности  $N$ . Так как перепад давления непостоянен при переменных режимах, максимумы

мощности  $N_{\max}$  и к. п. д.  $\eta_{\max}$  не совпадают. Режим максимального к. п. д.  $\eta_{\max}$  называется оптимальным.

Наиболее устойчива и эффективна работа турбобура при экстремальном режиме. В многоступенчатых турбинах турбобуров экстремальный и оптимальный режимы почти совпадают. Гидравлический коэффициент полезного действия турбины определяется потерями мощности при прохождении жидкости в каналах турбины. Эти потери зависят в значительной степени от шероховатости поверхности лопаток, их формы, утечек в зазорах между дисками турбины и др. Характеристика каждой конструкции турбобура изменяется с изменением величины расхода жидкости. Так как проходные сечения каждой турбины постоянны, скорости потока и окружная составляющая скорости жидкости практически пропорциональны расходу, следовательно, частота вращения будет пропорциональна расходу, т. е.

$$n \equiv Q. \quad (\text{XIII.16})$$

Мощность, создаваемая потоком движущейся жидкости,

$$N \equiv mv^2$$

или

$$N \equiv \rho Qv^2, \quad (\text{XIII.17})$$

где  $m$  — масса, кг;  $\rho$  — плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  — скорость потока жидкости, м/с,

$$v \equiv Q, \quad (\text{XIII.18})$$

тогда

$$N \equiv \rho Q^3. \quad (\text{XIII.19})$$

Так как  $N = Q^3$ , а  $n \equiv Q$ , то

$$M \equiv Q^3/Q \equiv Q^2, \quad (\text{XIII.20})$$

а перепад давления

$$\Delta p \equiv \frac{N}{Q} \equiv \frac{Q^3}{Q} \equiv Q^2. \quad (\text{XIII.21})$$

Для турбин с различными диаметрами  $D_{\text{ср1}}$  и  $D_{\text{ср2}}$  при неизменном расходе  $Q$ , перепаде давления  $\Delta p$ , частоте вращения  $n$  и числа ступеней  $k_1$  и  $k_2$  будем иметь:

1. Окружные скорости ротора турбины

$$u_1/u_2 = D_{\text{ср1}}/D_{\text{ср2}}, \quad (\text{XIII.22})$$

где  $u_1$  и  $u_2$  — окружные скорости на средних диаметрах ротора  $D_{\text{ср1}}$  и  $D_{\text{ср2}}$ .

Перепады давления  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$  на турбинах пропорциональны числу ступеней  $k_1$  и  $k_2$  и квадрату окружных скоростей:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{k_1 u_1^2}{k_2 u_2^2} = \frac{k_1 D_{\text{ср}1}^2}{k_2 D_{\text{ср}2}^2}. \quad (\text{XIII.23})$$

Тогда при

$$k_1 D_{\text{ср}1} / k_2 D_{\text{ср}2} = 1, \quad (\text{XIII.24})$$

откуда

$$k_2 = k_1 (D_{\text{ср}1} / D_{\text{ср}2})^2, \quad (\text{XIII.25})$$

т. е. число ступеней турбины снижается пропорционально квадрату отношения их средних диаметров. Мощность и моменты остаются одинаковыми.

2. Изменение мощности турбины в зависимости от среднего диаметра и длины лопатки  $l$ . Если длина лопатки меняется пропорционально среднему диаметру, то

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{Q_1}{D_{\text{ср}1}^2} : \frac{Q_2}{D_{\text{ср}2}^2}. \quad (\text{XIII.26})$$

Так как расход  $Q = ulD_{\text{ср}}$ , то

$$Q_1 / Q_2 \equiv (D_{\text{ср}1} / D_{\text{ср}2})^3, \quad (\text{XIII.27})$$

а поскольку мощность турбины  $N = \Delta p Q$  при  $\Delta p_1 = \Delta p_2$ , получим

$$N_2 = N_1 (D_{\text{ср}2} / D_{\text{ср}1})^3, \quad (\text{XIII.28})$$

где  $N_1$  и  $N_2$  — мощность первой и второй турбин.

3. Крутящие моменты турбин. Так как  $M = N / \omega$ , то при  $\omega_1 = \omega_2$

$$M_2 = M_1 (D_{\text{ср}1} / D_{\text{ср}2})^3, \quad (\text{XIII.29})$$

а число ступеней

$$k_2 = k_1 (D_{\text{ср}1} / D_{\text{ср}2})^2. \quad (\text{XIII.30})$$

4. Если частота вращения  $n$  и число ступеней  $k$  неизменны, то

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{k_1 u_1^2}{k_2 u_2^2} = \frac{k_1 n_1 D_{\text{ср}1}^2}{k_2 n_2 D_{\text{ср}2}^2} = \left( \frac{D_{\text{ср}1}}{D_{\text{ср}2}} \right)^2. \quad (\text{XIII.31})$$

Поскольку отношение  $u_1 / u_2 = D_{\text{ср}1} / D_{\text{ср}2}$ , то

$$Q_1 / Q_2 = (D_{\text{ср}1} / D_{\text{ср}2})^3, \quad (\text{XIII.32})$$

откуда при  $n_1 = n_2$

$$N_2 = N_1 (D_{\text{ср}2} / D_{\text{ср}1})^5, \quad (\text{XIII.33})$$

$$M_2 = M_1 (D_{\text{ср}2} / D_{\text{ср}1})^5. \quad (\text{XIII.34})$$

5. При неизменных  $Q$ ,  $\Delta p$  и  $D_{\text{ср}}$  из уравнения (III.23)

$$k_1 u_1^2 = k_2 u_2^2$$

или

$$k_2 = k_1 (u_2/u_1)^2, \quad (\text{XIII.35})$$

т. е. число ступеней  $k$  снижается пропорционально квадрату окружных скоростей.

При  $N_1 = N_2$  крутящие моменты пропорциональны корню квадратному из отношения числа ступеней:

$$M_1/M_2 = \sqrt{k_1/k_2}. \quad (\text{XIII.36})$$

6. Частоты вращения  $n$  при неизменных  $M_1 = M_2$  и  $Q_1 = Q_2$

$$n_1/n_2 = k_2/k_1; \quad N_1/N_2 = k_2/k_1;$$

$$\Delta p_1/\Delta p_2 = k_1/k_2; \quad n_2 = n_1 (k_1/k_2), \quad (\text{XIII.37})$$

т. е. частота вращения пропорциональна отношению числа ступеней.

Для уменьшения скорости вращения и снижения перепада давления при режиме холостого хода в турбинах с высокоциркулятивными турбинами предусматриваются особые клапанные устройства, с помощью которых часть потока может отводиться от турбины, но заданный перепад давлений в ней сохраняется.

## § 6. НАГРУЗКА НА ПЯТУ ТУРБОБУРА И РЕГУЛИРОВАНИЕ ЛЮФТА

### Нагрузка на осевую опору турбобура

Осевая нагрузка на пяту турбобура определяется гидравлической силой  $T$ , действующей на ротор, весом ротора турбобура и долота  $G$  и реакцией забоя  $R$ :

$$P = T + G - R. \quad (\text{XIII.38})$$

Обозначим перепады давления  $\Delta p_n$  в верхнем узле (пяте);  $\Delta p_r$  — в  $k$  ступенях турбины;  $\Delta p_p$  — только в роторе одной ступени;  $\Delta p_d$  — в нижнем узле (долото, ниппель и др.);  $F_1, F_2, \dots, F_5$  — площади кругов с диаметрами  $d_1, d_2, \dots, d_5$ .

Гидравлическая сила

$$T = F_4 \Delta p_n + (F_5 - F_4) \frac{\Delta p_n}{2} + F_1 \Delta p_r + (F_2 - F_1) \Delta p_p k + F_3 \Delta p_d. \quad (\text{XIII.39})$$

Вес ротора турбобура и долота определяется по справочным данным. Величина нагрузки на забой  $R$  выбирается бурильщиком в зависимости от условий бурения. Наибольшее гидравли-

ческое усилие действует на пяту в моменты запуска турбобура и при проработке ствола скважины, когда нагрузки на долото малы. Когда нагрузки на долото очень высокие, усилие на пяту действует снизу вверх и имеет условно отрицательное значение. Из выражения (XIII.38) видно, что если сумма гидравлической силы  $T$  и веса ротора турбобура и долота  $G$  равна нагрузке на долото  $R$ , то пята практически разгружена и в этом случае ее износ минимален.

### Сборка и регулирование резинометаллической пяты

Основным условием сборки многоступенчатой резинометаллической пяты является обеспечение равномерности распределения нагрузки между отдельными дисками и сохранение люфта турбобура для обеспечения нормальной работы многоступенчатой турбины.

Люфт турбобура — расстояние, на которое может перемещаться вдоль оси вал в собранном турбобуре. При затянутых деталях ротора и статора люфт турбобура равен люфту пяты — зазору между подпятником и диском пяты (наименьшему среди всех ее ступеней). Величина люфта турбобура обычно превышает 2 мм.

Люфт турбины — наибольшее расстояние, на которое может перемещаться без пяты вдоль оси ротор турбины относительно статора. По мере износа пяты ее люфт увеличивается, и возникает опасность соприкосновения дисков ротора и статора. При сборке необходимо обеспечить запас на осевое перемещение ротора, зависящий от величины люфта турбины и его распределения.

Распределение осевого люфта турбины  $C_T$  достигается регулировочным кольцом турбины. Люфт равен сумме зазоров верхнего  $a$  и нижнего  $b$  (рис. XIII.14):

$$C_T = a + b. \quad (\text{XIII.40})$$

Высоту регулировочного кольца турбины определяют расчетным путем по конструктивным размерам деталей или замером при сборке.

На рис. XIII.14 показан пример установки регулировочного кольца в корпусе. При нагрузке сверху вниз (рис. XIII.14,  $a$ )

$$\frac{p}{2} + H + L - b - L - D - c_n - \frac{s}{2} = 0, \quad (\text{XIII.41})$$

где  $D$ ,  $p$ ,  $s$  — осевые размеры соответственно диска опоры, корпуса подпятника и резинового слоя;  $c_n$  — люфт пяты.

Высота регулировочного кольца

$$H = \left( D - \frac{p-s}{2} \right) + c_n + b. \quad (\text{XIII.42})$$

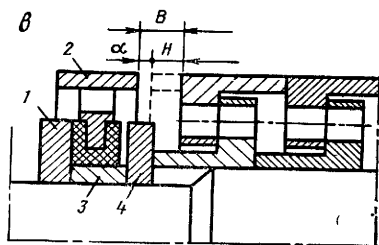
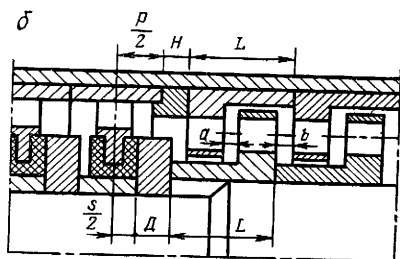
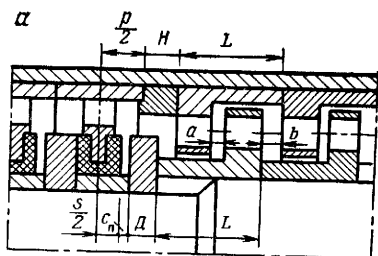


Рис. XIII.14. Схема определения высоты регулировочного кольца в корпусе турбобура

в корпус нижней до соединения с валом нижней секции по конусам полумуфт. Замеряется расстояние между упорными торцами соединительного переводника и вала второй секции. Высота  $H$  регулировочного кольца определяется из размерной цепи в соответствии с необходимой величиной нижнего зазора  $b$ .

На рис. XIII.15 показаны возможные варианты размерной цепи:

торец вала утоплен относительно торца соединительного переводника (рис. XIII.15, а),  $b + a - H = 0$ , тогда  $p + T = B + M + b$ ;

торец вала выступает над переводником на величину, не превышающую нижний зазор (рис. XIII.15, б),  $b - k - H = 0$ , тогда  $B + p + T = M + b$ ;

торец вала выступает над переводником на величину превышающую нижний зазор (рис. XIII.15, в),  $b + H - k = 0$ , тогда  $B + p = M + b + T$ ;

При нагрузке снизу вверх (рис. XIII.14, б) размер  $c_n$  в цепи не участвует, поэтому

$$H = \left( D - \frac{p - s}{2} \right) + b.$$

(XIII.43)

Рис. XIII.14, в иллюстрирует способ определения высоты кольца замерами. После сборки секции на вал надевается ступень пяты (детали 1, 2, 3, 4) и при определении положения подпятника 2 замеряется размер  $B$ . Высота  $H$  регулировочного кольца принимается меньше размера  $B$  на величину принятого верхнего зазора  $a$ .

В секциях с нижней пятой подобным же образом определяется высота регулировочной втулки.

В секционных турбобурах зазоры необходимо регулировать в каждой секции. Например, регулировочное кольцо второй секции подбирается следующим образом. В собранной нижней секции вал подается в нижнее положение. Вал верхней секции заводится

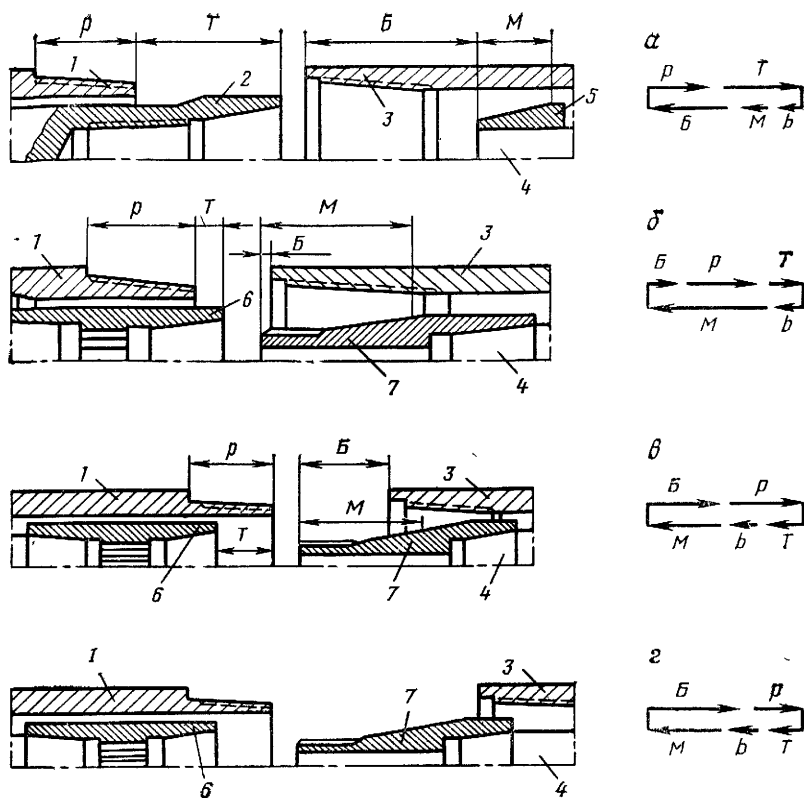


Рис XIII.15. Схемы проверки зазора в сечениях турбобуров:

1 — переводник, 2 — вал второй секции; 3 — корпус нижней секции; 4 — вал нижней секции, 5 — промежуточный корпус; 6, 7 — верхняя и нижняя полушпанды

в корпусе сечения между соединительным переводником и турбиной устанавливается упорная втулка (рис. XIII.15, *з*),  $b + L - a - H = 0$ ;  $B + \rho = M + b + T$ .

В многосекционных турбобурах регулировка колец секций и определение их высоты производится в основном так же, как и для двухсекционной турбины. Отличие состоит в том, что при сочленении валов двух секций вследствие отсутствия пяты в нижней секции ее ротор упирается в статор; сумма  $(b + k)$  замеряется непосредственно.

После сборки верхней секции нижний зазор можно проверить двумя способами.

1. Замером разницы в нижнем положении верхнего торца вала верхней секции до и после свинчивания с нижней секцией. Эта величина является фактически запасом  $b$  на износ пяты.

2. Замерами разности уровней торцов валов относительно

корпуса каждой секции в нижних положениях. Замеры производятся перед сборкой секций.

Высоты дисков ротора и статора отклоняются от их номинальных значений вследствие неточности изготовления, остаточных деформаций при затяжке статора в корпусе и ротора на валу, а также вследствие износа торцов при проворачивании. Отклонения в размере (общая величина по длине турбобура) могут вызвать потерю люфта турбины. Поэтому перед сборкой турбины проводят контрольные сопоставления высот стопок по 10—12 дисков ротора и статора, устанавливаемых на контрольной плите. Если разница высот стопок превышает величину, обусловленную инструкцией (обычно 0,1 мм), диски перекомплектуют.

В турбобурах некоторых типов статор закрепляется в корпусе на конической резьбе. В этом случае для обеспечения упора торца резьбового соединения при закрепленной и упругодеформированной системе статоров в цепь деталей статора включается «регулирующее кольцо резьбы». Высота его определяется при сборке.

## § 7. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБОБУРОВ

Максимальная механическая скорость достигается при бурении с применением гидромониторных долот, когда на долото подается максимальная гидравлическая мощность, а на турбобур — мощность, достаточная для привода его во вращение. Тогда полезная мощность, насосной установки (в кВт) должна быть

$$N_{\text{нп}} = N_{\text{д}} + N_{\text{бк}} + N, \quad (\text{XIII.44})$$

где  $N_{\text{д}}$  — полезная мощность, срабатываемая в насадных долотах;  $N_{\text{бк}}$  — мощность, расходуемая на преодоление потерь в бурильных трубах, обвязке и затрубном пространстве скважины;  $N$  — мощность турбобура.

Как показывают опыт бурения гидромониторными долотами и расчеты, максимальная мощность, срабатываемая на долоте, должна быть в пределах 0,5÷0,65 полезной мощности насосов  $N_{\text{нп}}$ , тогда мощность, используемая на турбобуре,

$$N = N_{\text{нп}} - N_{\text{д}} - N_{\text{бк}} \approx (0,5 \div 0,65) N_{\text{нп}} - N_{\text{бк}}. \quad (\text{XIII.45})$$

Потери мощности в циркуляционной системе

$$N_{\text{бк}} = \Delta p_{\text{бк}} Q_1 \approx \alpha L Q^3, \quad (\text{XIII.46})$$

где  $\Delta p = \alpha L Q^2$  — потери давления на прокачивание раствора в циркуляционной системе, МПа;  $\alpha$  — удельные гидравлические

потери на 1 м циркуляционной системы,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^3$ ;  $L$  — длина циркуляционной системы, м.

$$N_{\text{ип}} = Q(\rho_d + \Delta p_{\text{бк}} + \Delta p_{\text{т}}), \quad (\text{XIII.47})$$

где  $\rho_d = 9 \div 22$  — потери давления в долоте, МПа;  $\Delta p_{\text{т}}$  — потери давления в турбобуре, Па.

Таким образом, при постоянном давлении на выкиде насосов  $\rho_n = \text{const}$  наибольшая мощность будет подведена к долоту, когда перепад давления на турбобуре

$$\Delta p_{\text{т}} = 1/3 (\rho_n - \Delta p_{\text{бт}}), \quad (\text{XIII.48})$$

а мощность на валу турбобура

$$N = \Delta p_{\text{т}} Q \eta_{\text{т}} \quad (\text{XIII.49})$$

( $\eta$  — общий к. п. д. турбобура и пяты).

Для выбора турбобура и определения необходимых параметров и режима работы насосов делают расчеты или определяют параметры по номограммам, чтобы обеспечить оптимальные параметры прокачивания жидкости в долоте с учетом необходимых мощности и давления для турбобура и прокачивания раствора в бурильной колонне и скважине. Для обеспечения эффективного бурения турбобурами с гидромониторными долотами на разных глубинах следует применять турбобуры с различной характеристикой; для каждого условия бурения должны быть проведены тщательные расчеты, выбраны параметры расхода жидкости и давлений, развиваемых насосом, пределы их регулирования в зависимости от применяемых долот, турбобуров и глубин бурения.

Турбобур перед спуском в скважину подвергается тщательному наружному осмотру и контролю. Особое внимание уделяется состоянию корпуса, соединительных муфт и валов. Для предотвращения повреждений при транспортировке перевозить турбобуры надо на специальных прицепах-самопогрузчиках, оборудованных лебедками для погрузки и разгрузки.

Вал турбобура проверяется на легкость вращения. Проворот вала должен осуществляться при моменте на ключе не более 200  $\text{Н} \cdot \text{м}$ . Перед спуском в скважину турбобур опробуют над ротором. Правильно собранный турбобур должен запускаться при давлении 1,0—1,5 МПа. Перепад давления в турбобуре необходимо фиксировать в его паспорте и буровом журнале.

Во время опрессовки турбобура проверяется герметичность резьбовых соединений. При вращении вала рывками следует разработать турбобур в течение 10—15 мин. Плавная остановка его свидетельствует о пригодности к эксплуатации. Биение вала или переводника не допускается.

Во время эксплуатации турбобура необходимо следить за люфтом осевой опоры. После 20—30 ч эксплуатации турбобура люфт быстро начинает расти, поэтому для предотвращения из-

носа ступеней турбины надо периодически замерять осевой люфт. Турбобуры направляются на ремонт, если величина люфта превышает 5 мм.

Отработанный турбобур укладывается на мостки и на корпусе делается пометка «на ремонт». В турбобур укладывается заполненный паспорт, в котором должны быть указаны номер буровой, дата начала работы турбобура, время работы в часах, интервал бурения, параметры бурового раствора и причины выхода турбобура из строя.

## § 8. ГИДРОБУРЫ

### Принцип действия и устройство гидробура

Гидробур представляет собой гидравлический забойный агрегат с гидравлическим винтовым двигателем объемного действия, приводимый в действие потоком бурового раствора, который закачивается в бурильную колонну с поверхности насосами (рис. XIII.16).

Гидравлический винтовой двигатель гидробура 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 по зубьям статора, ось ротора при этом движется по окружности с диаметром, равным двойному эксцентриситету  $e$ . Для соединения ротора с валом шпинделя, соосно расположенного с корпусом, служит шарнирная муфта, компенсирующая эксцентриситет.

Шпиндель гидробура сходен по конструкции со шпинделем турбобура. Он укреплен на радиальных резино-металлических подшипниках и снабжен 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 гидробура. Корпус гидробура через переводник прикрепляется к нижней части бурильной колонны.

По принципу действия винтовые двигатели (рис. XIII.17) относятся к объемным роторным машинам. Основными элементами рабочих органов таких машин являются:

статор — корпус с полостями, примыкающими по концам к камерам высокого и низкого давлений;

ведущий ротор — винт, вращающий момент которого передается валу шпинделя;

замыкатели винтовой поверхности, предназначенные для герметизации рабочих органов и предотвращения перетекания жидкости из камеры высокого давления в камеру низкого давления.

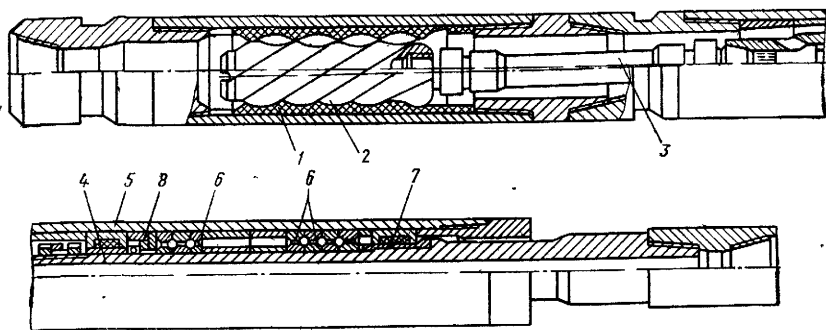


Рис. XIII.16. Гидробур с винтовым двигателем Д2-172:

1, 2 — винтовой статор и ротор; 3 — двухшарнирное соединение; 4 — вал шпинделя; 5 — корпус; 6 — шариковая осевая опора; 7 — радиальный резинометаллический подшипник; 8 — торцевой сальник

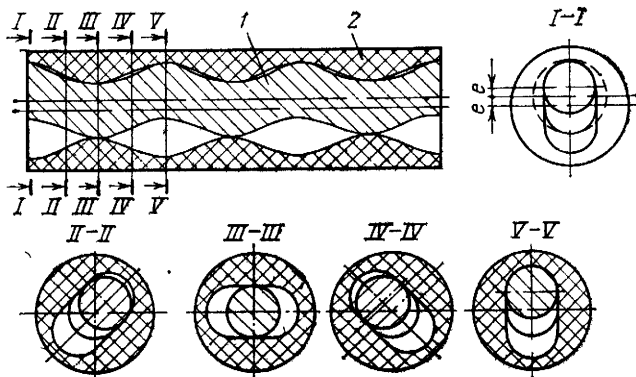


Рис. XIII.17. Рабочие органы винтового гидродвигателя:

1 — винтовой ротор; 2 — статор; I—V — осевые сечения

Винтовые поверхности статора и ротора делят рабочий объем двигателя на ряд полостей. Полости, связанные с областями высокого и низкого давлений, называются камерами, а замкнутые полости — шлюзами. В поперечном сечении имеются камеры, разделенные между собой контактной линией. Каждая камера по мере вращения периодически связывается с полостями высокого и низкого давлений 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 свободному перетoku жидкости. Под действием перепада давления жидкости на ве-

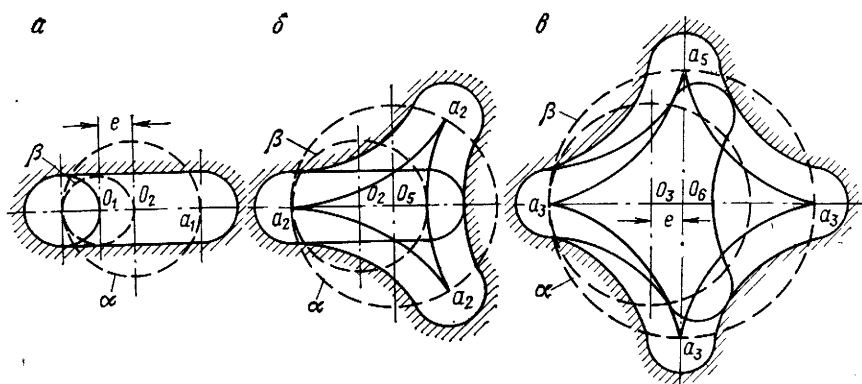


Рис. XIII.18. Кинематика рабочих органов винтового двигателя с различным числом зубьев:

$a$  — однозаходный;  $b$  — двухзаходный;  $v$  — трехзаходный;  $O_1$  и  $O_2$  — оси ротора и статора,  $e$  — эксцентриситет;  $a_1, a_2, \dots, a_5$  — точки контакта;  $\alpha$  и  $\beta$  — начальные окружности

дущем 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, перемещающимся вдоль оси ротора по винтовой линии. Роль поршня выполняют отсекающие поверхности винтового ротора.

В каждом поперечном сечении кинематика рабочих органов характеризуется двумя начальными окружностями  $\alpha$  и  $\beta$  (рис. XIII.18). В винтовых машинах ротор совершает планетарное движение. Смещение оси ротора относительно оси статора называется эксцентриситетом  $e$  двигателя.

Однозаходный ротор не симметричен относительно центра своей начальной окружности. Сечение ротора представляет собой круг с центром  $O_1$ , а сечение статора — овал, симметричный относительно точки  $O_2$ . Винтовые двигатели с однозаходным ротором довольно просты по конструкции и поэтому широко применяются в различных отраслях промышленности.

Винтовые роторные двигатели имеют ряд преимуществ, что позволило использовать их как гидравлические забойные двигатели:

- 1) отсутствие клапанных или золотниковых распределителей потока жидкости;
- 2) отсутствие относительного перемещения трущихся деталей пары ротор — статор;
- 3) 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  $t$  должно быть пропорционально отношению их числа, т. е.

$$T/t = z_1/z_2. \quad (\text{XIII.50})$$

Отношение чисел зубьев ротора и статора называется передаточным отношением:

$$u = z_2/z_1. \quad (\text{XIII.51})$$

Теоретически винтовой двигатель может иметь любое передаточное отношение.

Двигатели с малозаходными винтовыми механизмами развивают большие частоты вращения при небольшом вращающем моменте. По мере увеличения числа заходов ротора вращающий момент увеличивается и снижается частота вращения. Это объясняется тем, что винтовой механизм с многозаходным ротором выполняет роль двигателя и одновременно редуктора, передаточное отношение которого пропорционально числу заходов ротора.

### Основные параметры винтовых гидродвигателей

*Вращающий момент.* При анализе рабочего процесса винтового двигателя рассматривается действие перепада давления жидкости в камерах пары ротор — статор на длине одного шага статора, так как на этой длине происходит разобшение камер с полостями высокого и низкого давлений, которые расположены 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. XIII.19).

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

$$M_t = \frac{pDtez_1}{2}, \quad (\text{XIII.52})$$

где  $p$  — перепад давления, Па;  $D$  — расчетный диаметр ротора, м;  $t$  — шаг ротора, м;  $e$  — эксцентриситет, м;  $z_1$  — число зубьев статора.

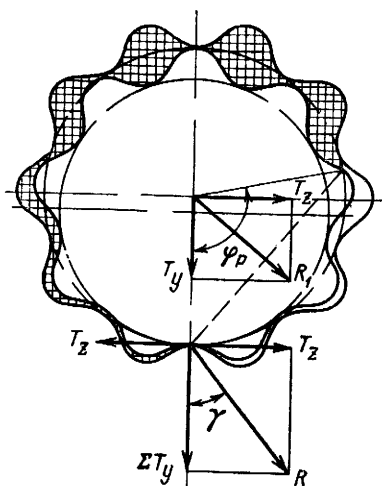


Рис. XIII.19. Схема действия сил в рабочих органах винтового двигателя

Заштрихованные полости заполнены жидкостью высокого давления, незаштрихованные — низкого давления

Поперечная удельная сила (в Н/м) на длине половины шага ротора составляет

$$T_y = \frac{\rho D t}{2}. \quad (\text{XIII.53})$$

Для определения вращающего момента винтового двигателя с однозаходным ротором используется зависимость

$$M_1 = \frac{4 \rho D t e}{\pi}. \quad (\text{XIII.54})$$

Вращающий момент винтовых двигателей можно вычислить по формуле

$$M = M_0 \rho D t e, \quad (\text{XIII.55})$$

где  $M_0$  — удельный момент винтового двигателя,

$$M_0 = \frac{z_2 - 1}{2} + \frac{2}{\pi C_e} \quad (\text{XIII.56})$$

( $C_e$  — 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 удельный момент 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 двигателей объемного действия определяется по формуле

$$n = Q/V_0, \quad (\text{XIII.57})$$

где  $Q$  — расход жидкости, подаваемой в двигатель,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $V_0$  — объем камеры рабочего органа двигателя,  $\text{м}^3$ .

Расход жидкости за один оборот вала, т. е. рабочий объем винтового двигателя, можно найти из выражения

$$V_0 = F_{\text{ш}} T z_2. \quad (\text{XIII.58})$$

Здесь  $F_{\text{ш}}$  — площадь сечения шлюза,  $\text{м}^2$ ;  $T$  — шаг винтовой поверхности статора,  $\text{м}$ ;  $z_2$  — число зубьев ротора.

В винтовых двигателях с гипоциклоидальным центроидным зацеплением площадь сечения шлюза определяется по формуле

$$F_{\text{ш}} = 2 \pi e^2 (z_2 - 1) + 8 e r. \quad (\text{XIII.59})$$

Кроме того, поскольку передаточное отношение определяет скорости переносного  $\omega_{\text{пер}}$  и относительного  $\omega_{\text{от}}$  движений, можно записать

$$\omega_{\text{пер}}/\omega_{\text{от}} = z_2. \quad (\text{XIII.60})$$

После подстановок и соответствующих преобразований получим выражение для расчета частоты вращения выходного вала винтового двигателя:

$$n = n_0 \frac{Q}{e^2 T}, \quad (\text{XIII.61})$$

где  $n_0$  — удельная частота вращения выходного вала, безразмерный параметр, определяемый заходностью рабочего органа двигателя  $z_2$  и коэффициентом  $C_e$ ,

$$n_0 = \frac{1}{\left[ 2\pi(z_2 - 1) + \frac{8}{C_e} \right] z_2}. \quad (\text{XIII.62})$$

По физическому смыслу величина  $n_0$  представляет собой частоту вращения винтового механизма с единичными геометрическими размерами и единичным расходом жидкости.

Наибольшей величиной  $n_0$  обладают механизмы с однозаходным ротором. В частном случае при  $u = 1/2$  формула (XIII.58) приобретает следующий вид:

$$n = Q/8erT. \quad (\text{XIII.63})$$

Однозаходные винтовые двигатели являются высокоскоростными, поэтому более рациональными являются 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 Д2-172 выбрано число заходов ротора, равное девяти.

### Характеристика забойного винтового гидродвигателя

Энергетические параметры винтового гидравлического двигателя определяются его передаточным отношением, перепадом давления и расходом рабочей жидкости. При постоянном расходе  $Q$  двигатель характеризуется изменением вращающего момента  $M$  от перепада давления  $\Delta p$ , частоты вращения  $n$  вала шпинделя, мощности  $N$  и к. п. д.  $\eta$ .

На рис. XIII.20 приведена рабочая характеристика винтового забойного двигателя Д2-172.

Наибольшая частота вращения соответствует режиму холостого хода, а максимальный вращающий момент — режиму торможения при  $n=0$ . Запуск двигателя происходит при перепаде давления 1—2 МПа. Это давление расходуется на механические

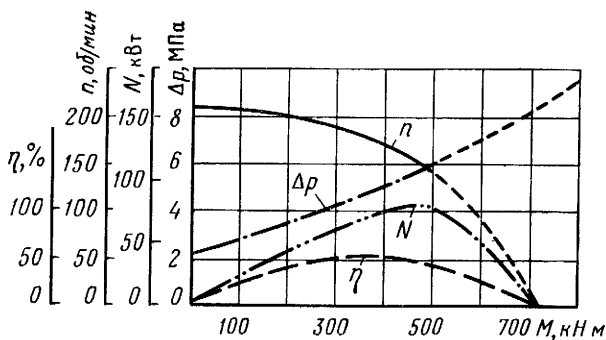


Рис XIII 20 Рабочая характеристика винтового забойного двигателя Д2-172 при постоянном расходе

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 при частотах вращения 50—100 об/мин. В рабочем режиме гидромеханический к. п. д. составляет 0,4—0,5, объемный — 0,8—0,9, а общий достигает 0,50—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 определяется как

$$n_2 = n_1 \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (\text{XIII.64})$$

С увеличением расхода раствора диапазон устойчивой работы двигателя расширяется. В винтовых двигателях частота вращения зависит от величины вращающего момента.

В этих двигателях по мере их износа при эксплуатации характеристики их 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.

### Назначение и схема

Электробур, служащий для привода во вращение бурового долота, представляет собой забойный агрегат с электрическим двигателем трехфазного переменного тока, электроэнергия к которому передается с поверхности по кабелю, расположенному внутри колонны бурильных труб.

Оборудование на буровой установке при бурении электробуром применяется в основном такое же, как и при бурении роторным или турбинным способом.

Электробур с долотом опускают в скважину на бурильных трубах, по которым прокачивается буровой раствор, подаваемый от насосов по гибкому буровому шлангу через вертлюг в трубы. Электроэнергия подводится к электробуру от трансформатора, установленного в буровой. Она подается по наружному кабелю к кольцевому токоприемнику, укрепленному ниже вертлюга. Токоприемник является как бы электрическим вертлюгом, позволяющим ввести электроэнергию внутрь вращающейся колонны бурильных труб от наружного кабеля через щетки и токоприемные кольца к кабелю, расположенному внутри труб. По этому кабелю электроэнергия подводится к двигателю электробура.

Давление на долото для разрушения породы так же, как и при роторном бурении, осуществляется нижней частью бурильной колонны, которая воспринимает реактивный момент. Разбуренная порода выносится на поверхность буровым раствором по кольцевому пространству между стенками скважины и бурильной колонной.

Электробур состоит из электродвигателя, шпинделя, соединенного с валом двигателя, внутренние полости которых заполнены маслом, и системы защиты этих механизмов от проникновения бурового раствора.

Преимуществами электрического двигателя по сравнению с гидравлическим являются: независимость частоты вращения, момента и других параметров от количества подаваемой жидкости, ее плотности, и физических свойств и глубины скважины; постоянство частоты вращения, большая перегрузочная способность электродвигателя и возможность контроля процесса работы с поверхности земли.

К недостаткам электродвигателя относятся необходимость одновременной подачи к забою двух видов энергии — электрической и гидравлической и сложность конструкции.

## Устройство электробура

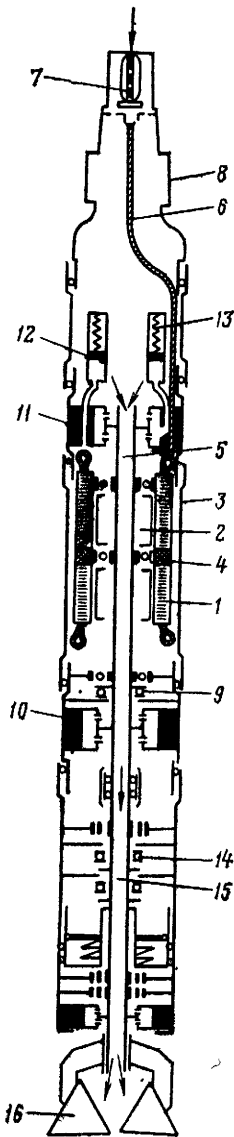


Рис. XIII.21. Схема конструкции электробура

Электробур (рис. XIII.21) представляет собой цилиндрическую, сильно развитую в длину герметичную маслonaполненную машину, в верхней части которой расположен трехфазный асинхронный электродвигатель 1 с короткозамкнутым ротором 2 из нескольких секций. Корпус статора 3 электродвигателя представляет собой трубу с соединительными резьбами на концах, в которую запрессованы пакеты магнитной стали, чередующиеся с пакетами из немагнитной стали. Последние служат для уменьшения электрических потерь в статоре в местах установки подшипников 4 вала 5 ротора. В пакетах ротора имеются пазы, в которых заложена обмотка. Концы ее соединены с кабелем 6, имеющим контактный стержень 7, который расположен в верхнем переводнике 8 электробура.

На пустотелом валу насажены пакеты ротора, собранные из шихтованной листовой немагнитной стали с алюминиевой обмоткой типа «беличье колесо». Каждый пакет представляет собой небольшой короткозамкнутый ротор. Между пакетами устанавливается радиальный шарикоподшипник 4. 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 9. Герметизация двигателя осуществляется сальниковыми уплотнениями, установленными в нижней 10 и верхней 11 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 12,

состоящие из цилиндра, заполняемого маслом, на которое давит поршень. Давление на поршень осуществляется пружиной и жидкостью. Пружина создает только избыточное давление.

Верхняя часть цилиндра лубрикатора сообщается с полостью, заполненной буровым раствором, а нижняя — с внутренней полостью двигателя, заполненной маслом. 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. На электробуре установлены два лубрикатора. Один соединен с двигателем, другой 13 заполнен густым маслом и соединен с верхним сальником для уменьшения расхода жидкого масла двигателя.

К нижней части корпуса двигателя присоединяется шпиндельное устройство, в котором на мощных радиальных и упорных подшипниках 14 смонтирован полый вал шпинделя 15 с присоединенным долотом 16. Валы двигателя и шпинделя соединены зубчатой муфтой. Буровой раствор из вала двигателя по каналу в валу шпинделя поступает через долото на забой. Выходной нижний конец вала шпинделя уплотнен сальником.

Шпиндель смонтирован в заполненном маслом цилиндрическом корпусе, который на резьбах соединен с корпусом электродвигателя. Вал шпинделя также полый, смонтирован на радиальных и упорных подшипниках качения. Нижняя часть шпинделя имеет резьбу для присоединения долота. Радиальные нагрузки воспринимаются роликовыми подшипниками, а осевые — многорядной пятой, состоящей из упорных подшипников качения.

Внутренняя полость шпинделя заполнена более густым, чем в двигателе, маслом и имеет свой кольцевой лубрикатор, расположенный в верхней 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 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 устанавливают редуктор между двигателем и шпинделем.

Существуют электробуры диаметрами 170, 215 и 250 мм, мощностью 100—130 кВт при синхронной частоте вращения 600 и 750 об/мин. и напряжении 1100—1650 В.

Электробуры выпускают под шифрами Э250/16, Э250/8, Э215/8, Э170/6 и т. д. Расшифровываются они так: Э — электробур; 250 или другое число — наружный диаметр корпуса в мм; 16, 8 или другая цифра — число пар полюсов, которое определяет частоту вращения двигателя.

### Система токоподвода

Токоподвод, по которому ток напряжением 1000—1500 В с поверхности подводится к двигателю, состоит из секций шлангового кабеля с кабельными муфтами на концах. Каждая секция имеет такую же длину, что и труба, и смонтирована на опорах внутри нее.

На рис. XIII.22 показана секция кабеля с контактными муфтами, а на рис. XIII.23 — секционный токоподвод к электробурю с секциями кабеля внутри колонны труб. 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.

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.

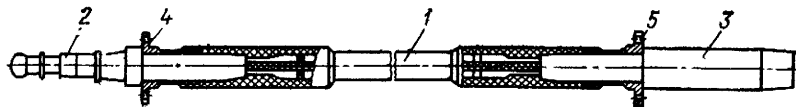


Рис. XIII.22. Кабельная секция:

1 — кабель; 2 — контактный стержень; 3 — контактная муфта, 4, 5 — опоры стержня и муфты

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.

Трехфазный переменный ток может подводиться к двигателю по трехжильному кабелю или двухжильному с одной заземленной фазой.

Контактное соединение состоит из муфты и стержня. Контактная муфта представляет собой резиновое тело с кольцами, к которым присоединены шины секции кабеля. Резиновые изоляции кабеля и муфты срачиваются между собой. Контактный стержень также состоит из резины, контактных колец с присоединенными концами токоведущих шин секции, 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 обжатия муфты гидростатическим давлением.

Поверхность соединения муфты и стержня смазывается при эксплуатации касторовым маслом для улучшения изоляции и предохранения от попадания раствора.

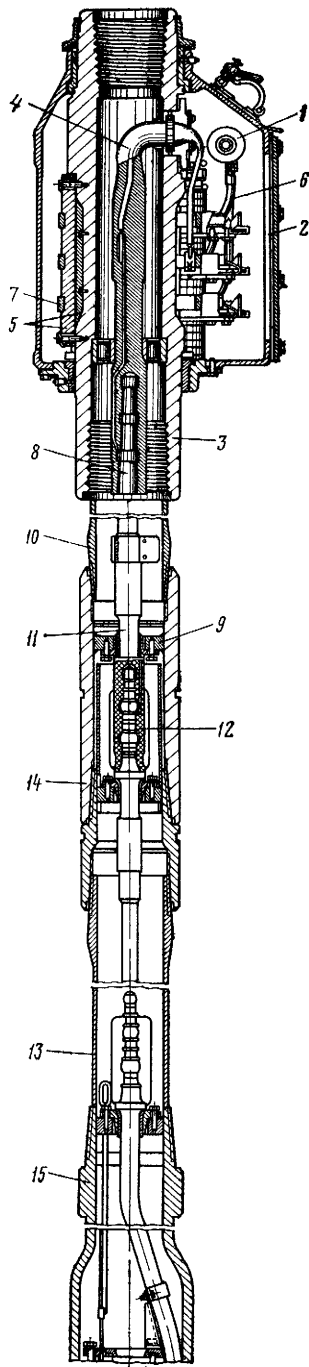


Рис. XIII.23. Секционный токоподвод:

1 — кабель; 2 — корпус токоприемника; 3 — вращающийся ствол; 4 — вводная головка кабеля; 5 — изоляторы; 6 — провода щеток; 7 — контактные кольца; 8, 12 — контактные муфты; 9 — опора муфты; 10 — бурильная труба; 11 — кабельная секция; 13 — защитный стакан; 14 — бурильный замок; 15 — электробур

## Эксплуатация электробуров

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 прибором, установленным на посту бурильщика. Если колонна собирается первый раз, проверяют направление вращения электробура по реактивному моменту.

По мере роста глубины скважины увеличивается длина токоподвода и уменьшается напряжение на вводном стержне электробура. Для поддержания номинального напряжения на двигателе в зависимости от длины кабеля и режимов его работы применяют трансформаторы с отводами на первичной и вторичной обмотках, которые периодически переключают.

Если на трансформаторе установить такое напряжение, чтобы при номинальной нагрузке двигателя на его зажимах оно было номинальное, то во время холостого вращения напряжение на двигателе будет выше номинального, соответственно будет выше и величина силы тока.

По мере повышения нагрузки двигателя напряжение на его зажимах снижается, падает реактивная и возрастает активная составляющие тока. При спуске электробура потеря напряжения в токоподводе возрастает 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. Профилактические и ремонтные работы с электробурами производят в специально оборудованных мастерских.

Электробурами бурят скважины глубиной более 5000 м.

Спуск обсадных труб и цементирование скважин являются заключительными наиболее сложными и ответственными операциями 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 большим весом и диаметрами спускаемых труб (колонны диаметром 279—305 мм, весом до 3—5 МН), высокими давлениями (более 25—30 МПа), возникающими при подъеме цементного раствора за трубы при цементировании эксплуатационных колонн, спущенных на глубину свыше 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, а при освобождении прихваченных труб — большие натяжки.

Цементирование скважин производится с помощью цементировочных агрегатов, смесительных машин и другого вспомогательного оборудования.

### § 1. ЦЕМЕНТИРОВОЧНЫЕ АГРЕГАТЫ

Цементирование скважин осуществляется с помощью цементировочных агрегатов.

В табл. XIV.1 приведена техническая характеристика основных агрегатов.

*Цементировочный агрегат ЦА-320М* предназначен для цементирования глубоких скважин. Он состоит из следующих основных узлов (рис. XIV.1): автомобиля КраЗ-257, на котором вдоль оси шасси установлен цементировочный насос 5, расположенный между замерным баком 7 и двигателем 4 и приводимый от ходового двигателя 1 автомобиля через коробку отбора мощности 2. Насос имеет разветвленную приемную (всасывающую) линию, соединяющую его с замерным баком через задвижку и позволяющую осуществлять двусторонний забор

Таблица XIV.1

Параметры	Агрегат			
	5ЦА-320С	4ЦА-100	ЦА-320М	3ЦА-400А
Тип автомобиля	Сани	ЗИЛ-157К	КрАЗ-257	КрАЗ-257
Полезная мощность двигателя, кВт	90	77	105	255
Грузоподъемность, т	5	4,5	12	12
Тип двигателя привода водяного насоса	ГАЗ-ММ		ГАЗ-51А	—
Мощность двигателя, кВт	50		52	—
Подача водяного насоса, л/с	13,1	8,3	13	—
Давление на выкиде, МПа	1,5	0,62	1,5	—
Тип цементировочного насоса:	3Т	11ГрЦ	9Т	11Т
Подача, л/с:				
минимальная	3,2	4,87	2,9	6,6
максимальная	23,5	8	2,3	33
Максимальное давление при минимальной подаче, МПа	32,0	10	32	80
Давление, развиваемое насосом при максимальной подаче, МПа	4,6	6,1	4,0	16
Вместимость замерного бака, м <sup>3</sup>	3	3	6,4	6,0
Масса агрегата с машиной, т	9,820	8,5	17	22,5

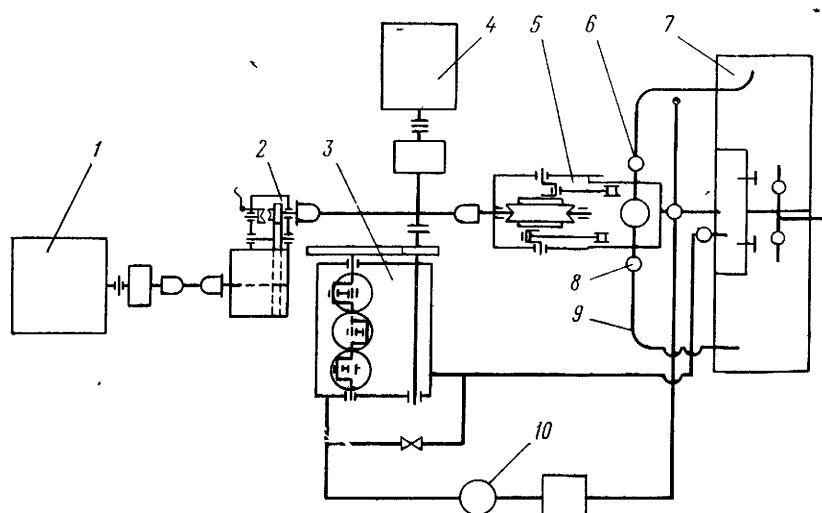


Рис. XIV.1 Схема цементировочного агрегата ЦА-320М

цементировочного раствора. Нагнетательная 50-мм линия 6 высокого давления при помощи быстродействующих соединений легко присоединяется к заливочной головке, установленной на устье скважины.

Второе ответвление выкидной линии 9, перекрываемое крапом 8, позволяет при необходимости «сбрасывать» раствор в замерный бак 7, установленный на противоположной от кабины части шасси и прикрепленный болтами. Непосредственно за кабиной водителя располагается бензиновый двигатель 4 типа ГАЗ-51, предназначенный для привода водяного насоса 3, приемная линия которого присоединена к замерному баку. Нагнетательная линия насоса 3 соединена с цементосмесителем 10.

Основной и наиболее ответственной частью агрегата является цементировочный насос 5, с помощью которого закачивают цементировочный раствор и продавочную жидкость.

Для подачи воды, необходимой при приготовлении цементировочного раствора, агрегат снабжен вертикальным трехплунжерным насосом 3 типа 1В.

## § 2. МЕХАНИЗАЦИЯ ЦЕМЕНТИРОВОЧНЫХ РАБОТ

Цементный раствор готовят на буровых с помощью смесительных машин, которые монтируют на шасси автомашины с бункером вместимостью 10 т (СМ-10) и 20 т (2СМН-20). По конструкции эти машины различаются только кинематической схемой привода основных шнеков, емкостью бункера и способом загрузки.

Внедрение смесительных машин позволило полностью ликвидировать тяжелый ручной труд на погрузочно-разгрузочных операциях и при затворении цемента, значительно повысить качество цементирования скважин за счет стабильности плотности цементного раствора, сократить потери цемента, осуществить его бестарную перевозку и комплексную механизацию работ. Для более эффективного использования цементосмесительных машин необходимо иметь механизированные склады для приема и хранения цемента.

*Самоходная смесительная машина 2СМН-20* смонтирована на шасси автомобиля КраЗ-257 и состоит из следующих основных механизмов и приспособлений: бункера, транспортирующих приспособлений и смесительного устройства. Непосредственно за кабиной водителя находится коробка отбора мощности, через которую осуществляется привод всех механизмов машины от ходового двигателя автомобиля.

К бункеру присоединяется гидравлическое смесительное устройство. Стенки бункера наклонены под углом 53—54°. Крышка бункера имеет два загрузочных люка со съемными решетками. Внутри бункера в двух параллельных продольных желобах днища на опорах качения установлены транспортеры со

Т а б л и ц а XIV.2

Параметры	2СМН-20	1АС-20
Вместимость бункера (по сухому цементу), т	20	20
Подача, м <sup>3</sup> /мин:		
при приготовлении цементного раствора	0,6—1,6	0,6—2,0
при приготовлении бурового раствора	1,0—2,0	
Плотность цементного раствора при стабильности ±0,02, г/см <sup>3</sup> :	1,7—2,0	1,8—2,0
Тип смесительного устройства	Вакуумно-гидравлический	
Подача порошка к смесителю	Двумя горизонтальными шнеками	
Максимальная требуемая мощность шнеков, кВт	30	30
Давление воды, подаваемой в смеситель, Па:		
для приготовления цементного раствора	0,8—1,0	1,5
для приготовления утяжеленного бурового раствора	2,5—3,0	1,5
Габаритные размеры в транспортном положении, м:		
длина	9,7	9,58
ширина	2,7	2,8
высота	3,2	3,55
Масса незагруженной машины, т	14,2	15,0

шнеками диаметром 245 мм и шагом 150 мм. Приводные концы шнеков выходят за пределы бункера и соединяются с коробкой отбора мощности карданными валами. Противоположные концы шнеков выходят в приемную воронку, в которой цемент, поступающий от обоих шнеков, соединяется и направляется к смесительному устройству.

Сухие материалы в бункер загружаются с помощью шнека, привод которого осуществляется двумя последовательными цепными передачами и карданным валом.

Техническая характеристика цементосмесительных машин приведена в табл. XIV.2.

Привод всех основных и вспомогательных механизмов, как указывалось ранее, осуществляется от двигателя машины через раздаточную коробку и коробку отбора мощности по схеме, изображенной на рис. XIV.2.

Мощность на транспортно-дозировующее устройство отбирается от двигателя через шестерню 1 раздаточной коробки, постоянно соединенную с шестерней 2 ведущего вала коробки отбора мощности. Вращение ведомому валу передается через пару шестерен 3 и 4 и далее через систему передач трем выходным валам коробки отбора мощности. На втором (ведомом) валу этой коробки на шлицах посажена двойная шестерня 5 и 6, перемещая которую из нейтрального положения, можно включать либо дозирующее или смесительное устройство, либо вал, передающий вращение загрузочному шнеку. Когда ше-

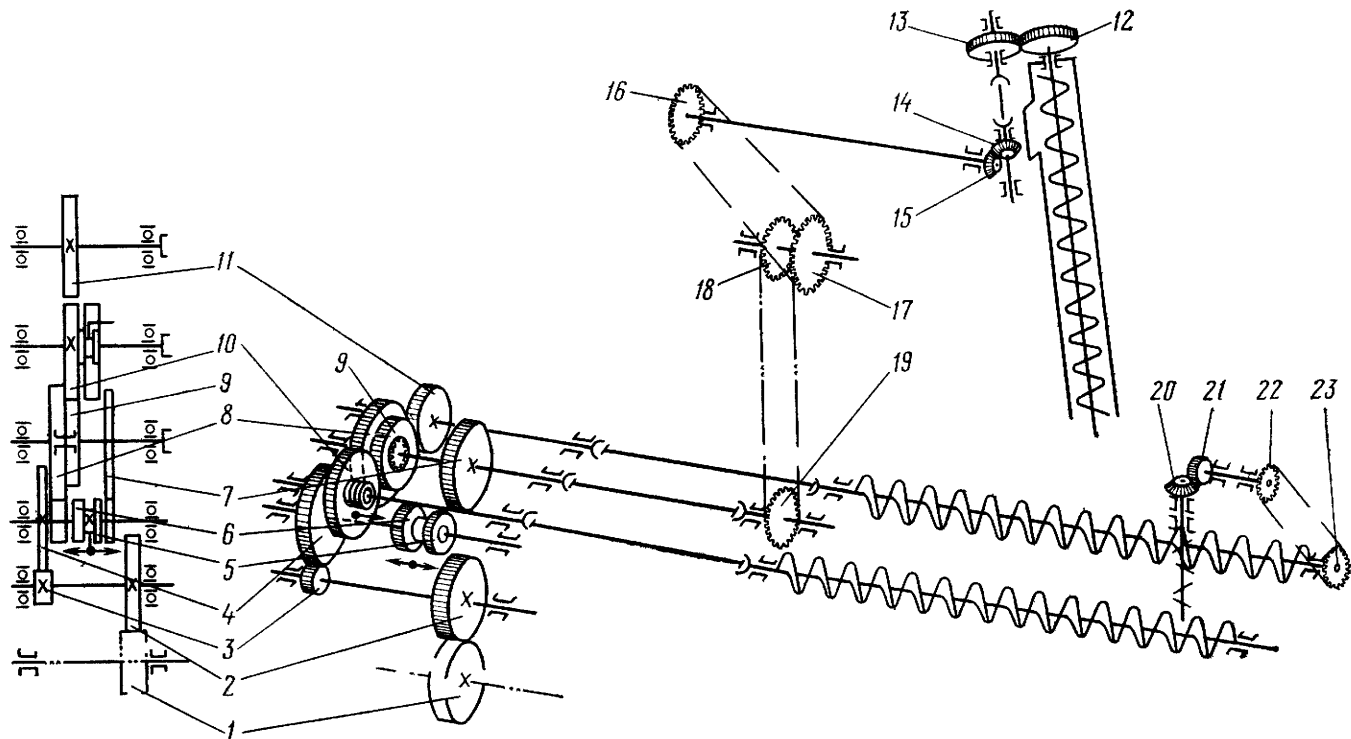


Рис XIV 2 Кинематическая схема цементосмесительной машины 2СМН-20

стерня 6 входит в зацепление с шестерней 8, включаются дозирующее и смесительное устройства.

Шестерня 8 соединена с шестерней 9; они посажены на шарикоподшипники и свободно вращаются на валу. Шестерня 9 входит в зацепление с шестернями 10 и 11, посаженными соответственно на левый и правый выходные валы, вращающие шнеки через карданные валы. Шестерня 10, находящаяся на левом выходном валу, может выводиться из зацепления с шестерней 9, чем достигается остановка левого шнека.

На выходящем из подшипника конце вала правого невыключаемого шнека со стороны воронки имеется звездочка 23, передающая через втулочно-роликовую цепь вращение звездочке 22, находящейся на ведущем валу механизма вертикального шнека. Затем через коническую пару шестерен 20 и 21 вращение передается валу вертикального лопастного шнека.

Когда шестерня 5 входит в зацепление с шестерней 7, находящейся на среднем выходном валу коробки, вращение передается только на механизмы привода загрузочного шнека. От шестерни 7 приводится во вращение средний вал, соединенный карданным валом с валом промежуточной трансмиссии, которая установлена на торце бункера. С этой трансмиссии вращение передается цепной передачей со звездочками 18 и 19 на второй вал промежуточной трансмиссии и далее цепной передачей со звездочками 16 и 17 на вал верхней трансмиссии. Отсюда вращение передается выходному валу с помощью конической пары шестерен 14 и 15. Верхняя трансмиссия соединяется с редуктором загрузочного шнекового транспорта, состоящим из пары шестерен 12 и 13, телескопическим карданным валом.

Кинематика машины позволяет регулировать технологические параметры раствора в широких пределах. Смесительные машины 2СМН-20 работают совместно с цементировочными агрегатами и получают от них техническую воду, необходимую для приготовления растворов. В последней модернизированной конструкции смесительной машины установлен водяной насос между кабиной машины и бункером.

На рис. XIV.3 приведена технологическая схема расположения оборудования для закачки цементного раствора в скважину. Перед началом работ машину 3 устанавливают на домкраты, монтируют загрузочный шнек, водяные линии и смеситель. После загрузки цемента в бункер по сигналу «пуск» включают водяной насос 2 цементировочного агрегата для подачи воды из замерного бака 1 через компенсатор и регулятор давления к смесителю. Когда давление нагнетания воды достигнет 0,7—0,9 МПа, открывают задвижку перед смесительным устройством и включают шнеки, постепенно доводя частоту вращения вала двигателя до расчетной. Плотность раствора регулируется количеством сухого цемента, подаваемого

Рис. XIV.3. Технологическая схема расположения оборудования при закачке цемента в скважину

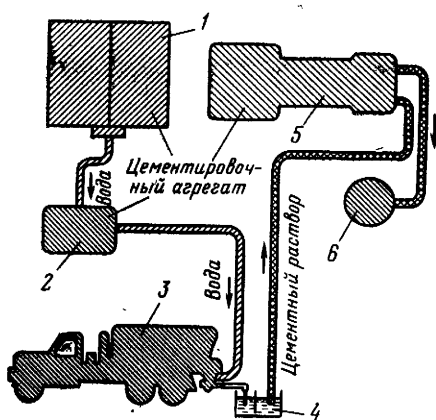
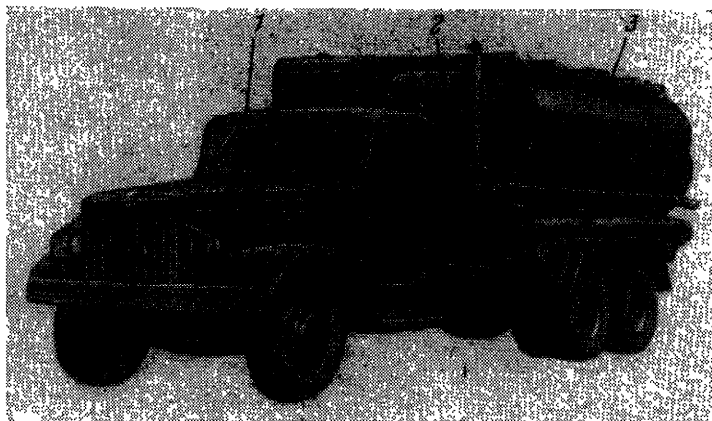


Рис. XIV.4. Общий вид цементосмесительного агрегата 1АС-20



шнеками в смесительное устройство. Реже применяется регулировка плотности количеством воды, поступающей в смеситель. Из смесителя готовый раствор поступает в приемную емкость 4, откуда он засасывается цементировочным насосом 5 и нагнетается в скважину 6.

Цемент перевозят в тех же цементосмесительных машинах. Если объем цементного раствора, который необходимо закачать в скважину, велик и его невозможно поместить в бункеры машины, то для перевозки цемента используют дополнительные машины 2СМН-20 или СМ-10. В этом случае они работают как цементовозы и участия в приготовлении цементного раствора не принимают.

Цементосмесительный агрегат 1АС-20 (рис. XIV.4) предназначен для механизированного приготовления цементного раствора и может быть использован для приготовления бурового

Таблица XIV.3

Параметры насоса	Работа насоса			
	на первой скорости, об/мин		на второй скорости, об/мин	
	$n_d = 1500$	$n_d = 1700$	$n_d = 1500$	$n_d = 1700$
Число ходов в 1 мин	60,5	68,5	125	140
Подача, л/с	5,6	6,4	11,6	13
Давление, МПа	1,5	1,5	1,5	1,5
Мощность, кВт	10	12	21	24

раствора, а также песчано-жидкостных смесей, используемых при гидравлическом разрыве пластов.

Особенностью этого агрегата, отличающей его от предыдущих, является то, что между кабиной автомобиля 1 и бункером 3 установлен водоподающий блок 2, который состоит из вертикального трехплунжерного насоса 1В и двигателя ГАЗ-51, смонтированных на общей раме. Насос для подачи воды обеспечивает более эффективное использование новых мощных цементировочных агрегатов ЗЦА-400. Техническая характеристика насоса 1В приведена в табл. XIV.3.

Монтажной базой агрегата является грузовой автомобиль КрАЗ-219, на шасси которого расположена емкость (бункер), оборудованная загрузочными и дозирующими механизмами и смесительными устройствами. Для подачи воды в бункер, как указывалось выше, установлен насосный блок с приемным и нагнетательным трубопроводами, причем приемный трубопровод разветвляется в обе стороны агрегата. Нагнетательный трубопровод проложен со стороны присоединения его к смесительному устройству бункера.

Техническая характеристика агрегата 1АС-20 приведена в табл. XIV.2.

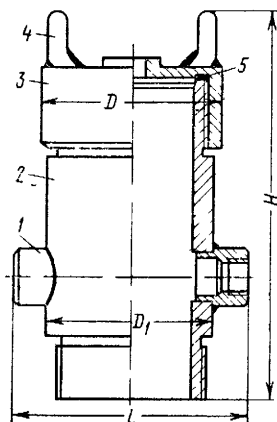
*Смесительная машина СМ-10* предназначена для тех же целей, что и машина 2СМН-20. Вместимость ее бункера 10 т. Кинематическая схема этой машины несколько упрощена по сравнению со схемой машины 2СМН-20. Основные дозирующие шнеки, приемная воронка и смесительное устройство такие же, как и у описанной выше машины. В Советском Союзе создано несколько типов таких машин, в том числе СМ-10, СМН-10, СМП-20 (на полуприцепе), 2СМН-20 и 1АС-20 с блоком водоподающего насоса.

*Цементировочные головки* предназначены для герметизации устья скважин и присоединения к ним нагнетательных трубопроводов цементировочных агрегатов. Головка ЦГЗ (рис. XIV.5) состоит из стального корпуса 1 в нижней части с конической резьбой для навинчивания корпуса головки на обсадную



Рис. XIV.5. Цементирующая головка ЦГЗ

Рис. XIV.6. Цементирующая головка ГЦК:  
1 — патрубок; 2 — корпус; 3 — крышка; 4 — рамы; 5 — прокладка



колонну соответствующего диаметра. В нижней части корпуса имеются четыре патрубка 2, к которым в процессе работы присоединяются нагнетательные трубопроводы цементировочных агрегатов. Выше этих патрубков установлены в диаметрально противоположных направлениях два стопора 3, при помощи которых в верхней части головки удерживается предварительно вставленная внутрь верхняя заливочная пробка.

После окончания закачки цементного раствора сальниковые стопоры выворачиваются, и пробка под собственным весом опускается вниз, после чего начинается закачка продавочного раствора. Для опускания пробки внутрь корпуса головки последний имеет прочную крышку 4, навинчиваемую на корпус с помощью двух болтов (рымов) 5. Крышка имеет ниппель с тройником 6, который служит для пропуска жидкости, если окажется необходимым продавливать верхнюю пробку. В тройник ввинчивается переводник 7 для присоединения к головке манометра.

Т а б л и ц а XIV.4

Шифр	$D$	$D_1$	$H$	$L$	Масса, кг
ЦГЗ-5"	190	166	825	496	60
ЦГЗ-6"	220	188	836	518	70
ЦГЗ-7"	250	216	845	543	90
ЦГЗ-8"	280	243	885	573	118

На рис. XIV.6 показана цементировочная головка ГЦК, применяемая, главным образом, для труб больших размеров. Основные размеры (в мм) головок типа ЦГЗ приведены в табл. XIV.4.

**Цементировочные пробки.** Нижняя пробка предназначена для очистки внутренней поверхности колонны от остатков продавочной жидкости и отделения ее от цементного раствора, а верхняя — для предотвращения проникновения продавочной жидкости в цементный раствор при прокачке последнего в затрубное пространство. Значительный интерес представляет самоуплотняющаяся резиновая пробка, успешно применяющаяся в ряде районов страны.

**Блок манифольда IBM-700** предназначен для соединения с устьем скважины нескольких агрегатов, одновременно работающих при цементировании скважины. Блок предназначен для цементирования глубоких скважин и для случаев, когда в процессе цементирования ожидаются высокие давления.

#### Основная техническая характеристика

Наибольшее рабочее давление, МПа . . . . .	70,0
Условный проход напорного коллектора, мм . . . . .	50
Грузоподъемность лебедки, кг . . . . .	500
Габаритные размеры, м:	
длина . . . . .	7,32
ширина . . . . .	2,50
высота . . . . .	2,99
Масса, кг . . . . .	9250

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОСТИ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

---

Полное и рациональное использование бурового оборудования, особенно комплектных буровых установок, является важным резервом снижения затрат на бурение нефтяных и газовых скважин. Поэтому инженеры и техники, занимающиеся технологией бурения скважин, наряду со знаниями конструкции и способов эксплуатации оборудования должны уметь технически обоснованно определить потребность оборудования на установленный план буровых работ.

Если буровое предприятие не имеет оборудования и отдельных его узлов в достаточном количестве, неизбежны задержки с пуском новых буровых, простой установок (возникают трудности с отправкой оборудования в ремонт). Если же предприятие имеет излишнее оборудование, то это отрицательно влияет на его деятельность: увеличиваются расходы на содержание техники, одновременно повышается стоимость бурения скважины вследствие роста амортизационных отчислений. Профилактический ремонт оборудования, его нормальная эксплуатация и хранение в таких случаях стоят не на должной высоте, что наносит ущерб народному хозяйству.

В настоящей главе описана принятая на промыслах Советского Союза методика определения потребности оборудования и приведены необходимые расчеты.

### § 1. КОЭФФИЦИЕНТ ОБОРАЧИВАЕМОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ

Парк бурового оборудования, которым должно располагать управление буровых работ, буровой трест или объединение, в основном зависит от следующих факторов:

- 1) объема бурения, запланированного на текущий год (квартал);
- 2) плановых и фактических скоростей бурения;
- 3) применяемых способов монтажа оборудования и времени проведения этих работ;
- 4) степени обустройства промыслов;
- 5) применяемых методов испытания скважин и числа испытываемых объектов.

Основной частью парка буровых установок считают установки, которые заняты непосредственно на бурении скважин.

Эта группа установок называется группой *A*, другая группа установок *B* задалживается на испытание скважин. Установки, которые находятся в ремонте, монтаже или демонтаже, относятся к группе *C*.

Тогда общий парк установок, которым располагает то или иное буровое предприятие,

$$Q = A + B + C.$$

Для удобства и быстроты определения потребности бурового оборудования, в том числе и буровых установок, в Советском Союзе пользуются так называемым коэффициентом обрачиваемости. Этот коэффициент является величиной, обратной коэффициенту использования оборудования. Коэффициент обрачиваемости *k* дает представление о том, во сколько раз физический парк установок (оборудования) должен быть больше числа установок, занятых непосредственно в бурении. Этот запас оборудования должен обеспечить испытание скважин, демонтаж, последующий монтаж, перевозку и ремонт оборудования.

Длительная практика показывает, что величина *k* колеблется в зависимости от тех или иных условий от 1,5 до 2,1. Например, если на предприятии для обеспечения одновременного бурения десяти скважин необходимо на прочие работы иметь еще девять установок, то  $k=1,9$ . Следовательно,

$$Q = kA$$

Зная объем бурения, плановые скорости и утвержденную величину коэффициента *k*, можно легко определить общий физический парк установок, которым должна располагать буровая организация.

Определим, какое влияние оказывает на величину парка буровых станков каждый из указанных выше факторов.

*Объем бурения.* Вполне очевидно, что при всех прочих равных условиях величины *A* и *B* прямо пропорциональны объему бурения. Чем больше установок занято в бурении, тем меньше удельное значение *C* (количество установок, приходящееся на одну эксплуатируемую установку).

Коэффициент *k* может быть определен из следующего равенства:

$$k = (A + B + C)/A = 1 + B/A + C/A.$$

Здесь  $B/A = k_n$  — коэффициент на испытание скважин;  $C/A = k_m$  — коэффициент на монтаж и ремонт.

При увеличении числа эксплуатирующихся установок  $k_m$  будет несколько уменьшаться, главным образом, за счет лучшего маневрирования оборудованием и сокращения простоев оборудования в ожидании ремонта, монтажа и т. д.

Коэффициент  $k_m$  в зависимости от числа эксплуатирующихся станков может изменяться в следующих пределах:

Число эксплуатирующихся установок	$<5$	5—10	10—20	$>20$
$k_m$	1	0,96	0,90	0,85

Например, если в конторе бурения имеются пять буровых установок, а  $k_m=0,6$ , то при увеличении их числа до девяти  $k_m=0,6 \cdot 0,96=0,57$ . Следовательно, снизится величина коэффициента  $k$ .

*Коммерческая скорость бурения.* Чем выше скорость бурения, тем меньшее число установок одновременно занято в бурении. Но чем выше скорость, тем больше скважин закачивается бурением в год одной установкой, поэтому больше монтажей, демонтажей, ремонтов, перевозок оборудования и испытаний скважин следует провести за этот же период. Следовательно, выше должен быть и коэффициент  $k$ .

Например, если одна скважина заканчивается бурением в течение 3 мес., а на монтаж, демонтаж, испытание и прочие работы затрачивается 1,5 мес, то

$$k = \frac{3 + 1,5}{3} = \frac{4,5}{3} = 1,5.$$

Если эту скважину закончат бурением за 1,5 месяца, то

$$k = \frac{1,5 + 1,5}{1,5} = 2.$$

С увеличением скорости бурения при сохранении времени, задалживаемого на другие работы, связанные со строительством скважин, коэффициент оборачиваемости будет повышаться. С ростом скоростей бурения необходимо одновременно заниматься и сокращением времени, задалживаемого на монтаж оборудования и прочие вспомогательные работы, а также на испытание скважин.

Таким образом, при увеличении скорости бурения значение коэффициента оборачиваемости возрастает.

*Обустройство промыслов.* При наличии хороших дорог и соответствующих ремонтных баз время, задалживаемое на перевозку оборудования внутри предприятия и на его ремонт, сокращается. Следовательно, уменьшается и число установок, отнесенных к группе С, значения  $k_m$  и общего коэффициента  $k$ .

*Строительство буровой и монтаж оборудования.* Принятый способ сооружения буровой установки и монтажа оборудования, который в данном конкретном районе обеспечивает наименьшую затрату времени, следует считать наиболее соответствующим для данного района. Например, в районах Татарии был распространен крупноблочный монтаж оборудования. При-

менение этого способа позволило сократить средний срок строительства буровых с 20—30 до 6—4 сут.

Следовательно, от применения того или иного способа строительства буровых значение  $k$  будет изменяться. Чем меньше срок строительства буровых, тем меньше коэффициент оборачиваемости оборудования.

*Методы испытания (опробования) скважин.* Если скважины испытывают специальным агрегатом (например, А-40), то величина  $B$ , а следовательно, и значение  $k$  равны нулю. Наши рассуждения будут относиться к тому случаю, когда скважина испытывается с помощью буровой установки. Чем лучше будут организованы работы по испытанию скважин, тем меньше времени будет затрачено на проведение этих работ, тем скорее освободятся установки для бурения очередной скважины, которые можно будет перевести в группу А. Отсюда можно сделать вывод: чем быстрее проводятся работы по испытанию скважин, тем меньше  $k_{и}$ , а следовательно, и  $k$ .

Таким образом, для уменьшения величины коэффициента оборачиваемости следует: применять прогрессивные методы строительства буровых и монтажа оборудования, обеспечивающие затрату наименьшего времени на эти работы; испытывать скважины специальными установками; применять поузловой ремонт оборудования, сокращающий время нахождения оборудования в ремонте; проводить необходимое обустройство площадки (строительство дорог, ремонтных баз, трубопроводов и др.).

## § 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОБОРАЧИВАЕМОСТИ

Коэффициент оборачиваемости определяется путем деления календарного времени (в днях), закладываемого на пребывание комплектной буровой установки (или отдельного вида оборудования) на всех этапах, на время, которое установка находится в бурении.

Фондовое календарное время установки  $\Phi$  складывается из следующих величин (в днях): времени  $t_m$  на монтаж по нормам; времени  $t_b$  на бурение, исходя из установленной скорости бурения; времени  $t_{и}$  на испытание скважины; времени  $t_{дт}$ , на демонтаж и транспортировку установки; времени  $t_p$ , которое установка находится в ремонте (число дней, приходящееся на год) и времени  $t_{рз}$ , необходимого на непредвиденные задержки и случайные работы:

$$\Phi = t_m + t_b + t_{и} + t_{дт} + t_p + t_{рз}. \quad (XV.1)$$

Правильное определение времени пребывания установки (оборудования) на всех этапах ее движения составляет наибольшую трудность расчета. Для этого необходимо использовать плановые показатели бурения на расчетный год, фактиче-

Таблица XV.1

Предприятие	Цель бурения	Время, заделживаемое буровой установкой, дни							Коэффициент оборачиваемости
		бурение	испытание	демонтаж	монтаж	ремонт	резерв	итого	
Трест буровых работ	Эксплуатационное Разведочное	40	5	3	20	8	2	78	1,95
		150	50	3	30	15	15	263	1,75

ские и плановые сроки монтажа и испытания скважин и прочие данные (табл. XV.1):

$$k_s = 78 : 40 = 1,95,$$

$$k_p = 263 : 150 = 1,75.$$

Практически же часто величина  $k$  в разведочном бурении оказывается выше, чем в эксплуатационном, что объясняется оторванностью разведочных буровых от баз и отсутствием благоустроенных дорог. В результате значительно возрастают величины  $t_n$ ,  $t_{дт}$ ,  $t_m$  и  $t_p$ , а следовательно, и  $k$ . Часто в процессе работ по тем или иным обстоятельствам разведочные скважины консервируются на несколько месяцев, что приводит к повышению величины  $t_{рз}$ .

### § 3. РАСЧЕТ ПОТРЕБНОСТИ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Для установления требуемого предприятию количества бурового оборудования необходимо иметь следующие исходные данные:

- 1) плановый объем буровых работ (по площадям, целям и глубинам);
- 2) плановые скорости бурения (по целям и площадям);
- 3) плановые сроки строительно-монтажных и демонтажных работ;
- 4) плановые затраты времени на испытание (опробование) скважин;
- 5) фактическое время на транспортировку оборудования в ремонт и обратно;
- 6) фактическое время пребывания оборудования в ремонте.

Большинство из этих данных может быть получено в плановых отделах предприятий и из плана-графика строительства скважин, составляемого каждым УБР (цехом, буровым трестом). Необходимо определять отдельно потребность в каждом

типе установок. Для расчетов можно рекомендовать следующую упрощенную формулу:

$$X = \frac{Ak}{vn} - (Q - q), \quad (\text{XV.2})$$

где  $X$  — необходимое число установок на планируемый объем бурения, комплекты:  $A$  — план бурения, м;  $k$  — коэффициент оборачиваемости;  $v$  — скорость бурения, м/ст.-мес;  $n$  — число месяцев в планируемом периоде;  $Q$  — ожидаемый парк установок на начало планируемого периода;  $q$  — число установок, которое будет списано с баланса предприятия в течение планируемого периода.

Предлагаемую формулу можно применять для расчетов при определении потребности в буровых установках для эксплуатационного или разведочного бурения. Тогда формула примет несколько иной вид:

$$X = \frac{A_p k_p}{v_p n} + \frac{A_a k_a}{v_a n} - (Q - q). \quad (\text{XV.3})$$

Здесь индекс «р» относится к показателям разведочного бурения, а «а» — к показателям эксплуатационного бурения.

**Пример** Определим потребность в буровых установках на расчетный год для объединения, у которого  $Q=151$  комплект,  $q=27$  (18% от 151);  $A_p=450$  тыс. м;  $A_a=620$  тыс. м;  $v_p=940$  м/ст.-мес.;  $v_a=1560$  м/ст.-мес.;  $k_p=2$ ;  $k_a=1,9$ ,  $n=12$ .

Тогда

$$X = \frac{450 \cdot 000 \cdot 2}{940 \cdot 12} + \frac{620 \cdot 000 \cdot 1,9}{1560 \cdot 12} - (151 - 27) = 80 + 63 - 124 = 19.$$

Для обеспечения нормальной работы УБР необходимо получить в течение года 19 новых буровых установок. Получать их желательно равномерно по кварталам.

Если на том или ином предприятии для бурения скважин используются установки различных типов и применяются различные виды энергии (дизельный и электрический привод), то потребность оборудования определяют отдельно по каждому типу установок. Затем полученные данные суммируют.

Так как сроки службы отдельных видов оборудования, входящих в комплект установки, различны и колеблются в широких пределах (от 2 до 8—10 лет), предприятия вынуждены заказывать ежегодно, кроме комплектных установок, дополнительно и отдельные виды оборудования: роторы, вертлюги, ключи АКБ-3, двигатели и др.

Для определения потребности в отдельных видах оборудования можно пользоваться формулой (XV.3), учитывая при этом количество оборудования того типа, которое будет получено с комплектными установками.

Пример. Если в рассматриваемом выше случае объединение имело 170 вертлюгов (в том числе 151 в комплекте) с установками, то потребность их на год определится по формуле (XV.3):

$$X_B = \frac{A_p k_p^B}{v_p n} + \frac{A_3 k_3^B}{v_3 n} - (Q_B - q_B),$$

где  $X_B$  — требуемое число вертлюгов;  $k_3^B$  — коэффициент оборачиваемости вертлюгов в эксплуатационном бурении, примем равным 2,1;  $k_p^B$  — коэффициент оборачиваемости вертлюгов в разведочном бурении, примем равным 2,2;  $Q_B = 170$  — ожидаемый парк вертлюгов на начало планируемого года;  $q_B = 42$  — число вертлюгов, которое будет списано в течение планируемого года.

Тогда

$$X_B = \frac{450\,000 \cdot 2,2}{940 \cdot 12} + \frac{620\,000 \cdot 2,1}{1560 \cdot 12} - (170 - 42) = 88 + 70 - 128 = 30.$$

Учитывая, что с установками будет получено 19 вертлюгов, очевидно, на год следует сделать заявку на 11 вертлюгов.

#### § 4. РАСЧЕТ ПОТРЕБНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Межремонтный период двигателей типа В2 сравнительно небольшой (до первого ремонта 4000—5000 ч и между последующими ремонтами 2000—3000 ч). Число ремонтов, которое проходит двигатель до окончательного списания, составляет пять-шесть. Большое число двигателей списывается значительно раньше, после двух-трех капитальных ремонтов.

Капитальный ремонт двигателей проводится на заводах, при этом на транспортировку, ремонт и их возврат потребителю затрачивается обычно не менее 3 мес.

Описанный ранее метод определения потребности оборудования неприменим к двигателям. Их потребность рассчитывают, учитывая время эксплуатации каждого двигателя в сутки. Это и учитывается коэффициентом использования их во времени.

Если в буровой установке обозначим двигатели № 1, № 2, № 3, № 4, № 5 (считая от агрегата с реверсивным устройством), то легко уяснить, что двигатели № 4 и № 5 работают только когда идет процесс бурения скважины или ее промывка. Эти работы в балансе времени составляют не более 25%. Таким образом, двигатели № 4 и № 5 эксплуатируются в среднем в сутки не более 25%, т. е. коэффициент их использования по времени составляет 0,25.

Двигатель № 1 работает всегда, за исключением случаев полной остановки буровой. Коэффициент его использования можно считать равным 0,8. Коэффициенты использования двигателей № 2 и № 3 соответственно составляют 0,6 и 0,5. Тогда

средний коэффициент использования двигателей по времени  $\eta$  у пятидизельного привода

$$\eta = \frac{0,25 + 0,25 + 0,8 + 0,6 + 0,5}{5} \approx 0,5.$$

В среднем каждый из пяти двигателей привода в сутки работает только 12 ч, остальное время они простаивают. Эти коэффициенты должны в каждом отдельном случае (районе) корректироваться.

Зная число установок с дизельным приводом, находящихся в эксплуатации, определяют количество моточасов, которое отработают в бурении все двигатели в течение года. Аналогично определяют количество моточасов, которое отработывают двигатели при испытании скважин и на подсобных работах (электростанции, водокачки и пр.).

Затем суммируют полученные цифры моточасов и делят на моторесурс одного двигателя. При этом частное от деления дает нам число двигателей  $N$ , которое необходимо получить в год предприятию для нормальной его работы:

$$T = (n_6 k_6 \eta_6 + n_n k_n \eta_n + \eta_{пр} \eta) \cdot 24 \cdot 365, \quad (XV.4)$$

где  $T$  — годовое время, которое отработают двигатели, ч;  $n_6$  — число установок, находящихся одновременно в работе;  $k_6$  — среднее число двигателей в приводе;  $n_n$  — число установок, занятых на испытании скважин;  $k_n$  — среднее число двигателей в приводе при испытании скважин;  $\eta_6$  — коэффициент использования двигателей по времени в бурении;  $\eta_n$  — то же, при испытании скважин;  $\eta_{пр}$  — то же, при прочих работах.

Тогда

$$N = T/q$$

Здесь  $N$  — требуемое число двигателей;  $q$  — моторесурс нового двигателя, ч.

**Пример** Определить число двигателей типа В2-300, которое необходимо буровому предприятию с двенадцатью буровыми установками, занятыми в бурении, двумя установками, занятыми на испытании скважин и шестью двигателями, установленными в подсобных цехах.

$$n_6 = 12; k_6 = 5; n_n = 2; k_n = 3; \eta_{пр} = 6; \eta_6 = 0,4; \eta_n = 0,25; \eta_{пр} = 0,6;$$

$$T = (12 \cdot 5 \cdot 0,4 + 2 \cdot 3 \cdot 0,25 + 6 \cdot 0,6) 24 \cdot 365 = 254090 \text{ ч.}$$

Откуда

$$N = \frac{254040}{4000} \approx 64 \text{ двигателя.}$$

При этом надо учесть двигатели, получаемые в расчетном году с новыми буровыми установками. Если будет получено две новые установки, то потребность будет  $64 - 10 = 54$  двигателя.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение . . . . .	3
§ 1. Краткие сведения о развитии нефтяной промышленности в СССР . . . . .	3
§ 2. Общие сведения о развитии отечественного бурового машиностроения . . . . .	4
§ 3. Создание бурового оборудования в послевоенные годы . . . . .	4
<b>Глава I. Буровые установки . . . . .</b>	<b>8</b>
§ 1. Общие сведения . . . . .	8
§ 2. Основные требования, предъявляемые к буровым установкам . . . . .	13
§ 3. Классификация буровых установок . . . . .	14
§ 4. Буровые установки с дизельным приводом . . . . .	15
§ 5. Установки с электрическим приводом . . . . .	21
§ 6. Установки для кустового бурения . . . . .	27
§ 7. Установки универсальной монтажеспособности . . . . .	34
§ 8. Установки с дизель-электрическим приводом . . . . .	35
§ 9. Выбор класса установки . . . . .	39
<b>Глава II. Сооружения и металлические конструкции буровых установок . . . . .</b>	<b>40</b>
§ 1. Назначение и типы конструкций . . . . .	40
§ 2. Буровые вышки. Устройство и параметры . . . . .	41
§ 3. Нагрузки, действующие на вышку . . . . .	49
§ 4. Основания . . . . .	52
§ 5. Нагрузки, действующие на основание вышки . . . . .	56
§ 6. Устойчивость буровых сооружений . . . . .	58
§ 7. Элементы металлических конструкций . . . . .	60
§ 8. Монтаж и транспортировка буровых сооружений . . . . .	63
§ 9. Буровые сооружения для бурения на море . . . . .	66
<b>Глава III. Талевая система и спуско-подъемный инструмент . . . . .</b>	<b>71</b>
§ 1. Назначение, схемы и устройство . . . . .	71
§ 2. Стальные талевые канаты . . . . .	74
§ 3. Кронблоки . . . . .	81
§ 4. Талевые блоки . . . . .	83
§ 5. Подъемные крюки и крюкоблоки . . . . .	85
§ 6. Приспособление для крепления неподвижной ветви каната . . . . .	90
§ 7. Приспособление для навивки каната на барабан . . . . .	90
§ 8. Эксплуатация талевой системы . . . . .	91
§ 9. Инструмент для спуско-подъемных операций . . . . .	94
§ 10. Оборудование для механизации и автоматизации спуско-подъемных операций . . . . .	104
<b>Глава IV. Буровые лебедки . . . . .</b>	<b>116</b>
§ 1. Назначение, устройство и конструктивные схемы . . . . .	116
§ 2. Узлы буровой лебедки . . . . .	120
§ 3. Основные расчеты лебедки . . . . .	139

§ 4. Эксплуатация буровых лебедок . . . . .	152
§ 5. Конструкции лебедок . . . . .	154
<b>Глава V. Вертлюги . . . . .</b>	<b>162</b>
§ 1. Назначение и схема . . . . .	162
§ 2. Конструкции вертлюгов . . . . .	165
§ 3. Расчет деталей вертлюга . . . . .	168
§ 4. Эксплуатация вертлюгов . . . . .	169
<b>Глава VI. Роторы . . . . .</b>	<b>171</b>
§ 1. Назначение и схема . . . . .	171
§ 2. Конструкции роторов . . . . .	171
§ 3. Пневматические клиновые захваты, встроенные в ротор . . . . .	175
§ 4. Расчет роторов . . . . .	176
§ 5. Эксплуатация и монтаж роторов . . . . .	181
<b>Глава VII. Насосно-циркуляционная система буровой установки . . . . .</b>	<b>185</b>
§ 1. Функции и устройство . . . . .	185
§ 2. Основные характеристики . . . . .	188
§ 3. Условия эксплуатации буровых насосов . . . . .	190
§ 4. Принцип действия и схема поршневого бурового насоса . . . . .	192
§ 5. Типы буровых насосов . . . . .	199
§ 6. Конструкция буровых насосов и их элементов . . . . .	202
§ 7. Расчет буровых насосов и их элементов . . . . .	227
§ 8. Монтаж и обвязка насосов . . . . .	233
§ 9. Узлы нагнетательного манифольда . . . . .	235
<b>Глава VIII. Оборудование для очистки и приготовления бурового раствора . . . . .</b>	<b>241</b>
§ 1. Оборудование для очистки бурового раствора . . . . .	241
§ 2. Оборудование для приготовления бурового раствора . . . . .	248
<b>Глава IX. Силовые приводы буровых установок . . . . .</b>	<b>262</b>
§ 1. Основные определения и требования . . . . .	262
§ 2. Требования, предъявляемые к приводам буровых установок . . . . .	263
§ 3. Мощность двигателей привода бурового оборудования . . . . .	264
§ 4. Дизельный буровой привод . . . . .	267
§ 5. Газотурбинный буровой привод . . . . .	284
§ 6. Электропривод . . . . .	285
§ 7. Дизель-электрический привод на постоянном токе . . . . .	290
<b>Глава X. Механизмы подачи долота . . . . .</b>	<b>293</b>
§ 1. Назначение механизмов подачи долота . . . . .	293
§ 2. Регуляторы подачи долота . . . . .	294
<b>Глава XI. Управление буровыми установками . . . . .</b>	<b>299</b>
§ 1. Функции, классификация и общие требования . . . . .	299
§ 2. Механическое управление . . . . .	300
§ 3. Элементы системы пневматического управления . . . . .	301
§ 4. Схема пневматического управления . . . . .	310
§ 5. Оборудование систем управления . . . . .	312
§ 6. Проверочный расчет шинно-пневматических муфт (ШПМ) . . . . .	314
§ 7. Определение количества воздуха, необходимого для управления установкой . . . . .	316
§ 8. Определение объема воздухосборника . . . . .	317
<b>Глава XII. Оборудование для герметизации устья скважины . . . . .</b>	<b>318</b>
§ 1. Схема превенторной установки . . . . .	318
§ 2. Устройство и принцип работы превенторов . . . . .	320
§ 3. Обвязка устья скважины . . . . .	331

<b>Глава XIII. Забойные двигатели</b>	334
§ 1. История развития	334
§ 2. Турбобуры	335
§ 3. Турбодолота	344
§ 4. Турбобуры для забуривания наклонных скважин	345
§ 5. Характеристика турбобура	346
§ 6. Нагрузка на пята турбобура и регулирование люфта	352
§ 7. Эксплуатация турбобуров	356
§ 8. Гидробуры	358
§ 9. Электробуры	365
<b>Глава XIV. Оборудование для цементирования скважин</b>	371
§ 1. Цементируемые агрегаты	371
§ 2. Механизация цементировочных работ	373
<b>Глава XV. Определение потребности бурового оборудования</b>	381
§ 1. Коэффициент оборачиваемости оборудования	381
§ 2. Определение коэффициента оборачиваемости	384
§ 3. Расчет потребности бурового оборудования	385
§ 4. Расчет потребности двигателей	387

---

---

**Валерий Александрович Лесецкий**  
**Александр Лонгинович Ильский**

**БУРОВЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ**

---

---

Редактор издательства *Л. Ф. Маклакова*  
Переплет художника *О. П. Калинина*  
Художественный редактор *В. В. Шутько*  
Технический редактор *Л. Я. Голова*  
Корректор *С. В. Зими́на*

ИБ № 2698

---

Сдано в набор 23.05 80. Подписано в печать 10.11.80. Т-19135.  
Формат 60×90<sup>1/16</sup>. Бумага кн.-журн. Гарнитура «Литературная». Печать высокая Усл. печ. л. 24,5. Уч.-изд. л. 24,21  
Тираж 15 500 экз. Заказ 1310/7040—5 Цена 1 р. 10 к.

---

Издательство «Недра», 103633, Москва, К-12,  
Третьяковский проезд, 1/19

---

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