

Р.А.БАГРАМОВ

БУРОВЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве учебника
для студентов вузов, обучающихся по специальности
«Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»*



МОСКВА "НЕДРА" 1988

ББК 33.131
Б14
УДК 622.24(075)

Рецензенты: кафедра нефтепромышленной механики Уфимского нефтяного института; В. Л. Архангельский

Баграмов Р. А.

Б14 Буровые машины и комплексы: Учебник для вузов.—
М.: Недра, 1988.— 501 с.: ил.
ISBN 5—247—00007—2

Описаны теория, конструктивные особенности и тенденции развития буровых машин и комплексов для бурения нефтяных и газовых скважин. Рассмотрены конструкция, технологическое назначение, классификация, условия эксплуатации, методы расчета и выбора основных параметров буровой установки и ее отдельных агрегатов. Уделено внимание конструкциям и назначению бурильного инструмента, оборудования и сооружений, применяемых при бурении нефтяных и газовых скважин.

Для студентов вузов и факультетов, обучающихся по специальности «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов».

Б $\frac{2504030300-092}{043(01)-88}$ 277—88

ББК 33.131

ISBN 5—247—00007—2

© Издательство «Недра», 1988

Высокие темпы роста добычи нефти и газа выдвинули отечественную нефтегазодобывающую промышленность на передовые позиции в мире. Наша страна не имеет себе равных по добыче нефти, конденсата и газа. Объем разведочного и эксплуатационного бурения постоянно возрастает и требует огромных капитальных затрат, составивших в одиннадцатой пятилетке 33 % общих вложений в нефтегазодобывающую промышленность.

За последние годы созданы новые образцы буровых машин и комплексов, оказавших заметное влияние на производительность буровых работ и ускорение темпов роста добычи нефти и газа. Успехи бурения неразрывно связаны с новейшими научными разработками в области расчета и проектирования буровых машин, повышения их технического уровня и надежности. Для закрепления достигнутых успехов необходимо постоянно расширять объемы разведочного и эксплуатационного бурения путем дальнейшего повышения производительности буровых машин, механизации тяжелого ручного труда, оптимизации и автоматизации буровых работ. В связи с этим предстоят сложные работы по перевооружению буровых предприятий высокопроизводительными автоматизированными установками. Именно такой путь позволит обеспечить необходимый прирост объема буровых работ.

В решении этой важной для народного хозяйства задачи огромная роль принадлежит подготовке высококвалифицированных инженерно-технических кадров, в совершенстве владеющих техникой бурения и способных самостоятельно применять в предстоящей практической работе основные принципы расчета, конструирования и рациональной эксплуатации буровых машин и комплексов. В предлагаемом учебнике сделана попытка обобщить имеющиеся материалы и дополнить их из фондов научно-исследовательских, проектно-конструкторских организаций и заводов, занятых исследованием, разработкой и производством буровых машин и комплексов.

В связи с большим многообразием применяемых буровых машин и оборудования в учебнике рассмотрены их классификация по конструктивным признакам и техническим параметрам, принципиальные схемы и конструктивные особенности наиболее ответственных узлов и деталей, принадлежащих описываемым машинам и оборудованию. Приведены методики прочностных, кинематических и силовых расчетов, а также наиболее важные справочные сведения, заимствованные из отраслевых технических и руководящих материалов. Представленные методики и примеры расчетов имеют цель выработать у студентов навыки самостоятельного решения задач, встречающихся в практической работе инженера-механика по буровому оборудованию.

Подготовка и создание большого по объему и сложного по содержанию курса были бы невозможными без помощи и критических замечаний коллег по кафедре «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности» МИНГ им. акад. И. М. Губкина, преподавателей других нефтяных вузов и ведущих специалистов отрасли. Автор приносит им глубокую благодарность за ценные советы.

Для восстановления и развития нефтяной промышленности в послереволюционный период было приобретено несколько зарубежных станков, состоящих из двухскоростной лебедки, ротора, насоса, вертлюга, талевого механизма и электрического привода с редуктором. Эти станки явились прототипом первых отечественных буровых установок, производство которых было организовано в 1921—1923 гг. на заводах в Сормове и Коломне, а затем на Бакинском заводе им. лейт. Шмидта. В состав этих установок, рассчитанных для бурения скважин глубиной до 1200 м, входили:

двухскоростная лебедка на деревянной станине, снабженная валами на подшипниках скольжения, цепными колесами с необработанными зубьями для роликовых цепей шагом 103,2 мм, кулачковыми муфтами для управления и двухленточным тормозом с деревянными колодками;

ротор, приводимый от лебедки открытой цепной передачей; талевый механизм с чугунными шкивами на подшипниках скольжения, кованым однорогим крюком и вертлюгом с шариковыми подшипниками в опорах ствола;

буровой насос — прямодействующий либо вращательный, двухпоршневой, двустороннего действия;

вышка высотой 28—37 м и основание, изготовленные из дерева.

Начало 30-х годов характеризуется качественно новым развитием отечественной буровой техники. В эти годы на заводе им. лейт. Шмидта было освоено производство четырехскоростных буровых лебедок Л1-4М, снабженных подшипниками качения в опорах валов и асбокаучуковыми колодками в ленточном тормозе. Для суммирования мощности двух электродвигателей в приводе лебедки был установлен трехвалный редуктор с шевронными зубчатыми колесами. На этом же заводе были разработаны роторы и вертлюги новых конструкций. Ротор закрытого типа с прямозубой конической передачей имел в основной опоре стола роликовый конический подшипник, а во вспомогательной опоре — шариковый. В вертлюге шарикоподшипники опоры ствола были заменены роликовыми коническими в основной опоре и роликовыми цилиндрическими в радиальной. Подшипники опор стола ротора и ствола вертлюга изготавливали также на заводе им. лейт. Шмидта.

Завод «Бакинский рабочий» начал выпускать кронблочки и талевые блоки грузоподъемностью 130 т со стальными шкивами

на подшипниках качения. Из-за отсутствия подшипников тяжелых серий шкивы устанавливались на отдельные валики с двумя опорными подшипниками. Кронблки двухэтажной конструкции были заменены более легкими и компактными с одноэтажным расположением шкивов. На заводах им. лейт. Шмидта и «Красный молот» начали изготавливать буровые насосы с эксцентриковым либо кривошипным коренным валом.

К середине 30-х годов была создана установка для бурения скважин глубиной до 3000 м, отдельные агрегаты которой выпускали заводы им. лейт. Шмидта, «Бакинский рабочий» и «Красный молот». Наряду с этим проводилась большая работа по модернизации узлов и агрегатов установок для бурения скважин глубиной до 1200 м. В этот же период появились металлические буровые вышки Г. Н. Бержеца. В 1937 г. Б. А. Рагинский предложил оригинальную конструкцию металлической вышки, ноги и пояса которой изготавливали из отработанных бурильных труб, а диагонали с винтовыми стяжками — из стального проката круглого сечения. Вышки монтировали с помощью шагающих стрел конструкции А. А. Асан-Нури либо подъемника Я. М. Кершенбаума.

Возросшие к этому времени объемы бурения скважин глубиной до 1200 м обусловили острую нехватку легких буровых установок. Для бурения скважин глубиной до 500 м в 1938 г. была создана установка РА-400, которая монтировалась на двух гусеничных тележках. На одной тележке размещались тракторный двигатель мощностью 48 кВт, двухскоростная трехвальная лебедка с одношківным ленточным тормозом и ротор. На второй тележке располагались такой же двигатель и два насоса НБ-650/15 или НГ-4 мощностью 25—30 кВт. Установка РА-400 имела мачтовую вышку высотой 20 м и грузоподъемностью 40 т. Вышка с основанием и передними скользящими подкосами транспортировалась в горизонтальном положении, а на точке бурения поднималась в вертикальное положение с помощью буровой лебедки. Серийное изготовление установок РА-400 было начато в 1938 г.

Азинмашем была разработана буровая установка ПТ1-800 грузоподъемностью 35 т для бурения скважин глубиной до 800 м, изготовление которой было освоено на заводах им. Ленина и им. Монтана в Баку. В ПТ1-800 использовались одношківная лебедка ЛТ2М, насосный блок установки РА-400, ротор Р460-ШЗ с индивидуальным приводом, состоящим из трехскоростной двухвальной зубчатой коробки передач и двигателя М-17 мощностью 48 кВт.

В 1939 г. в Нефтемашпроекте (Москва) была разработана буровая установка ПРА-800 с групповым приводом. Она изготавливалась Подольским заводом им. С. Орджоникидзе и состояла из двухвальной лебедки с двухленточным тормозом и шестискоростной коробки передач, приводимой от двух двигателей М-17, спаренных клиноременной передачей. Ротор имел карданный

привод от коробки передач лебедки. Насосы НГ-4 приводились посредством двухшквовой трансмиссии. В последующем насосный блок был снабжен индивидуальным приводом от двух дополнительных двигателей М-17.

В это же время Азинмашем была разработана установка ПРА-1200, в групповом приводе которой использовались два карбюраторных двигателя КИН мощностью по 96 кВт, спаренные клиноременной передачей. Установка ПРА-1200 выпускалась на заводе им. лейт. Шмидта и состояла из силового блока, насосной трансмиссии, двухвальной лебедки с карданной передачей для ротора Р460-ШЗ, установленных на общей раме. Насосный блок из двух насосов НГ-4 монтировался на отдельной раме.

Несмотря на удовлетворительную кинематическую схему и удачные конструктивные решения, установки РА-400, ПТ1-800, ПРА-800 и ПРА-1200 не получили признания буровиков вследствие их недостаточной мощности.

Следующий этап развития техники бурения наступил в послевоенный период. В 1945 г. изготовление буровых установок было поручено Уралмашу — одному из крупнейших и хорошо оснащенных заводов тяжелого машиностроения. Первоначально Уралмаш принял к производству лебедки Л1-4М, насосы НГ-8×16 и другие агрегаты, разработанные в довоенный период для буровой установки грузоподъемностью 130 т. Кроме установок с электрическим приводом Уралмаш начал изготавливать установки с дизельным приводом на базе силовых агрегатов САЛ (для лебедки и ротора) и САН (для насосов), снабженных дизелями В2-300 мощностью 220 кВт.

Первые два комплекта буровой установки грузоподъемностью 130 т были изготовлены к 28-й годовщине Великой Октябрьской социалистической революции. В этих установках были применены кронблоки и талевые блоки с одноосным расположением шкивов и трехрогий крюк пластинчатой конструкции. В дальнейшем Уралмаш совместно с заводами им. лейт. Шмидта, «Бакинский рабочий» и «Красный молот» выпускал ежегодно до 300 комплектов буровых установок.

Одновременно с развертыванием серийного производства Уралмаш совместно с отраслевыми научно-исследовательскими и проектно-конструкторскими организациями проводил большую работу по обобщению отечественного и зарубежного опыта проектирования и эксплуатации буровых установок.

В 1946—1949 гг. был разработан и изготовлен опытный образец буровой установки Уралмаш 1 с цепной лебедкой. Вскоре были созданы установки Уралмаш 2 с зубчатыми передачами в коробке перемены передач лебедки и ротора, с гидравлическим управлением главной фрикционной муфтой и тормозом лебедки, явившиеся прототипом буровых установок Уралмаш 3Д и Уралмаш 4Э. Из наиболее важных разработок того периода, используемых и в настоящее время, следует выделить групповой привод на базе дизелей типа В2, радиальные шинно-пневматические

муфты, систему пневматического управления тормозом лебедки. Буровой насос У8-3, разработанный Уралмашем в 1952 г., имел мощность 260 кВт и развивал давление до 15 МПа.

На основе отработанных машин в 50-х годах Уралмаш перешел к серийному изготовлению буровых установок с дизельным приводом на базе комплекта бурового оборудования Уралмаш 5Д и Уралмаш 3Д и с электрическим приводом на базе бурового оборудования Уралмаш 6Э и Уралмаш 4Э. На этом завершился первый этап работ Уралмашзавода по созданию буровых установок с номинальной нагрузкой на крюке 1300 и 2000 кН для бурения скважин глубиной соответственно до 3000 и 5000 м.

Важный итог этой большой работы — сложившийся и выросший коллектив квалифицированных конструкторов и исследователей, накопивший большой опыт и знания, способный создавать буровые машины и оборудование на уровне мировых достижений.

Следует также отметить новое направление в проектировании буровых установок, начало которому было положено созданием установки БУ-40, разработанной Очерским заводом совместно с Гипронефтемашем (ныне ВНИИНефтемаш). В отличие от других установок БУ-40 была запроектирована и изготовлена комплектной и имела в составе все основные и вспомогательные машины и агрегаты, в том числе основание, вышку, оборудование для приготовления и очистки промывочного раствора, емкости для хранения топлива и масел, котельно-отопительную систему, сборно-разборные укрытия. Впервые была применена вышка трехсекционной конструкции с открытой передней гранью.

После промышленных испытаний БУ-40 была передана заводу «Баррикады», по чертежам которого она изготовлялась также в Румынии. На Кунгурском заводе выпускали установку БА-40, смонтированную на двух гусеничных тележках. Установки БУ-40 и БА-40 позволили бурить скважины глубиной до 800 м, не задалживая для этого более мощные установки Уралмаша.

С 1959 г. завод «Баррикады» начал поставку комплектных буровых установок БУ75Бр с электрическим и дизельным приводами, а Уралмаш примерно в этот же период — буровых установок в комплекте с А-образными вышками, основаниями, оборудованием для механизации и частичной автоматизации спуско-подъемных операций. В 70-х годах начато производство буровых установок универсальной монтажеспособности (БУ2500ДГУ, БУ4000ДГУ, БУ4000ЭУ и др.).

Заметное развитие за рассматриваемый период получили конструкции буровых сооружений и методы монтажа и транспортировки буровых установок. Вышка БМВБ-41-20 Таллинского и Щигровского заводов благодаря рациональной конструктивной схеме и оптимальным площадям сечения ее несущих элементов оказалась легче ранее применявшихся конструкций. Азинмашем в 1951—1962 гг. была разработана металлическая вышка В1-300-53 грузоподъемностью 300 т и высотой 53 м. Широкое

распространение получили вышки мачтового типа, отличающиеся экономичностью по расходу металла, а также легкостью монтажа и транспортировки.

В 1951 г. б. Гипронефтемашем был разработан крупноблочный способ перевозки буровых установок при помощи «хребтовых» лафетов, представляющих собой две гусеничные тележки с пневмогидравлическими домкратами, соединенные мощной балкой. В дальнейшем «хребтовые» лафеты были заменены отдельными гусеничными тяжеловозами. Индустриальные методы строительства буровых позволили резко сократить сроки ввода скважин в эксплуатацию и имели большое значение при освоении нефтяных месторождений Татарии, Башкирии, Куйбышевской и Волгоградской областей.

Вторая половина 50-х годов характеризовалась началом работ по созданию регулируемого привода буровых установок. Для БУ75БрД в 1959 г. было начато серийное изготовление дизель-гидравлических агрегатов САТ-4 на базе дизеля 1Д12Б мощностью 310 кВт и комплексного турботрансформатора ТТК-1. Одновременно была изготовлена опытная дизель-электрическая буровая установка Уралмаш 11ДЭ с приводом от постоянного тока. В этой установке подача буровых насосов изменялась регулированием числа ходов, а двигателя лебедки при спуске колонны труб использовались в качестве тормозной машины.

В силовых трансмиссиях появились цепные передачи с приводными роликовыми цепями повышенной прочности, разработанными ВНИИНефтемашем. Талевые механизмы были оснащены канатами прогрессивных конструкций, позволившими значительно сократить расход канатов в бурении и простое буровых установок в ожидании их замены. Надежность и долговечность ленточных тормозов буровых лебедок существенно возросли за счет применения фрикционных накладок из ретинакса. На смену буровым насосам У8-3 начали поступать У8-4 мощностью 330 кВт.

Важными направлениями совершенствования буровых установок явились разработка и внедрение средств механизации и автоматизации тяжелых и трудоемких процессов. К ним относятся встроенные в ротор пневматические клинья для захвата и удержания труб, напольный автоматический ключ для свинчивания и развинчивания труб, регулятор подачи долота, гидродинамические тормоза и др.

В результате систематизации теоретических основ проектирования буровых установок и обобщения требований бурения в 60-х годах была разработана нормаль Н900-66, регламентирующая тип и основные параметры буровых установок. Впоследствии на основе этой нормали был утвержден действующий ГОСТ 16293—82, распространяющийся на комплектные буровые установки для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения нефтяных и газовых скважин. Нормаль Н900-66 и последующие государственные стандарты на буровые машины и оборудование способствовали дальнейшему повышению технического уровня

буровых установок. Передовые инженерные и конструкторские решения, не имеющие аналогов в мировой практике, реализованы в установках БУ3000ЭУК, БУ3000ЭУК-1 (с эшелонным расположением лебедочного и насосного блоков и допускаемой нагрузкой на крюке 1700 кН), БУ3000ЭУК-1М (с допускаемой нагрузкой на крюке 2000 кН), при использовании которых получены рекордные скорости проходки скважин при разработке нефтяных и газовых месторождений Западной Сибири.

Крупным достижением отечественной науки и техники явилось создание буровой установки Уралмаш 15000, посредством которой достигнута рекордная глубина бурения разведочной скважины на Кольском полуострове.

Почти 20 лет назад при создании буровой установки «Ленинградец БА-25» впервые была поставлена сложнейшая задача автоматизации основных процессов проходки скважин. Смелая идея конструкторов, воплощенная в металле, намного опережала время — патент на изобретение был зарегистрирован во многих странах, производящих буровое оборудование. Конструктивные принципы этой установки легли в основу буровой установки Уралмаш 4000А для бурения скважин глубиной 4000 м.

Успешно эксплуатируется опытно-промышленная буровая установка с двухцилиндровым гидроподъемником, созданная куйбышевскими нефтяниками и являющаяся прототипом разработанной Уралмашем буровой установки Уралмаш 4000ЭГУ. На основе объемного гидропривода создана буровая установка Уралмаш 4000НГ с непрерывным процессом спуско-подъемных операций. В кратчайшие сроки освоено производство буровых машин и подводного устьевого оборудования для плавучих установок, предназначенных для проходки нефтяных и газовых скважин глубиной до 6000 м при толще воды до 200 м.

Основные изменения в технике бурения за послевоенные годы характеризуются следующими показателями:

допускаемая нагрузка на крюке подъемных механизмов буровых установок возросла с 1300 до 4000 кН;

глубина бурения увеличена с 3000 до 15 000 м;

мощность привода буровых установок возросла с 450 до 4000 кВт;

мощность буровых насосов возросла с 220 до 950 кВт;

давление буровых насосов возросло с 10 до 40 МПа.

Буровые машины и оборудование изготавливаются Уралмаш-заводом, Волгоградским заводом буровой техники, а также заводами Баку (роторы, вертлюги, талевые механизмы, вышки, буровые основания, циркуляционные системы); грозненским заводом «Красный молот» (буровые насосы, цементировочные агрегаты, колонные головки и др.); Хадыженским заводом (циркуляционные системы); Пермским заводом горно-шахтного машиностроения (пневмоколесные тяжеловозы Т-60, гусеничные поворотные тяжеловозы ТПП-70); Ижевским механическим заводом (ключи АКБ-3М) и др.

В развитии нефтегазодобывающей промышленности Советского Союза большое значение имело турбинное бурение. Первые конструкции турбобуров были разработаны в 1923—1925 гг. и применялись на нефтяных промыслах Азербайджана и Грозного. В 1934 г. была создана качественно новая конструкция турбобура без редуцирующих устройств и с большим числом ступеней турбины. Дальнейшее совершенствование турбобуров способствовало широкому распространению турбинного бурения в нашей стране. К концу 50-х годов опытное бурение советскими турбобурами было осуществлено на месторождениях во Франции, ФРГ, США, Италии, а несколько позже в Мексике.

В улучшении показателей бурения важную роль играли совершенствование породоразрушающего инструмента, повышение прочности бурильных и обсадных труб, создание оборудования для приготовления и очистки промывочного раствора, противовыбросового оборудования скважин, забойных винтовых двигателей и др.

Отечественные буровые установки приобретаются многими зарубежными странами и успешно конкурируют с буровыми установками известных капиталистических фирм.

Глава II

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

§ 1. СОСТАВ И КОМПОНОВКА БУРОВЫХ УСТАНОВОК

Буровые установки предназначены для бурения эксплуатационных и глубоких разведочных скважин вращательным способом. Технология вращательного бурения состоит из следующих основных операций:

вращение и продольная подача породоразрушающего инструмента по мере углубления скважины;

промывка скважины и вынос разрушенной породы на поверхность;

наращивание бурильной колонны по мере углубления скважины;

подъем и спуск в скважину бурильной колонны для смены породоразрушающего инструмента и забойного двигателя;

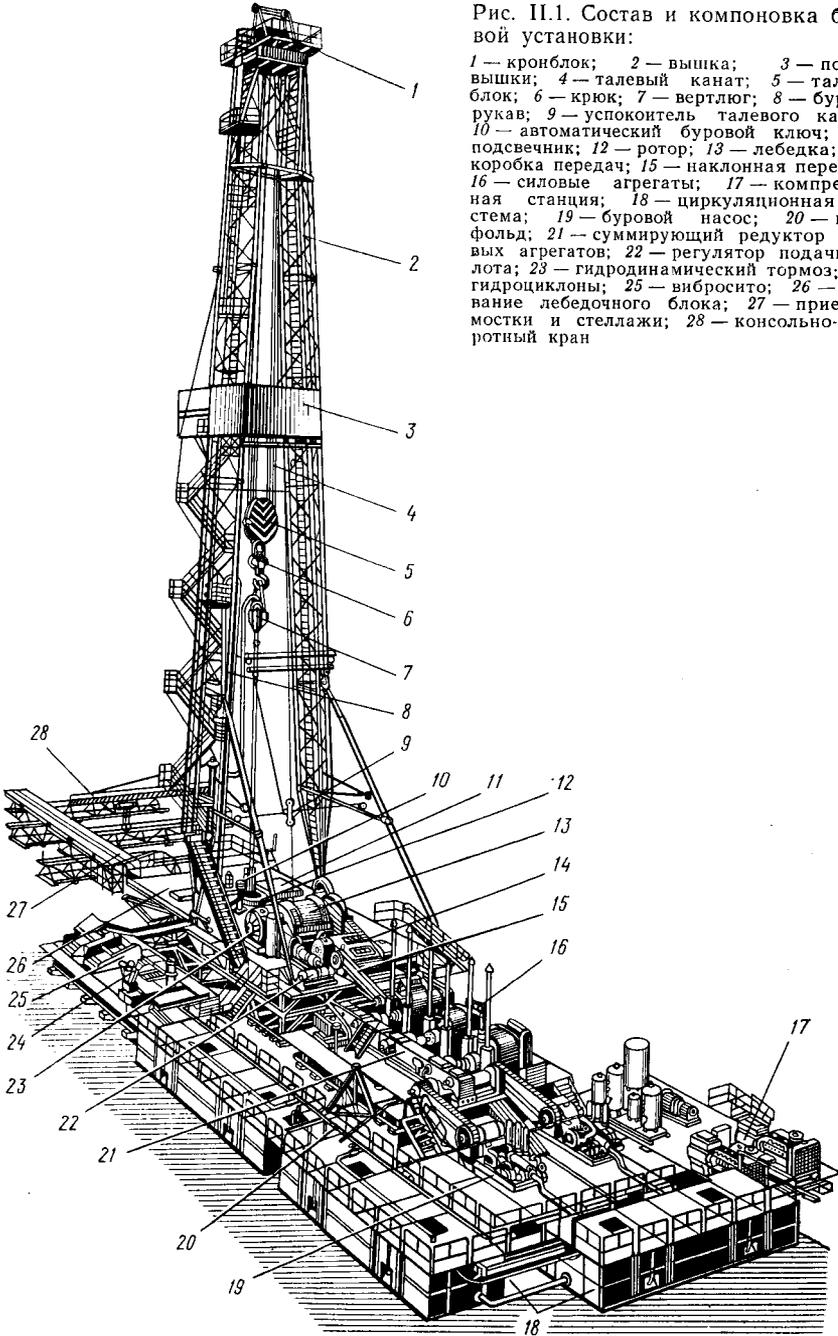
приготовление, обработка и очистка промывочного раствора;

спуск обсадных колонн для крепления скважины.

Для выполнения этих операций, а также аварийных работ требуются различные по функциональным назначениям машины, механизмы и оборудование. Набор необходимых для бурения скважин машин, механизмов и оборудования, которые на изготовляющем их предприятии не соединяются, но имеют взаимосвязанные эксплуатационные функции и технические параметры, называется буровым комплексом.

Рис. II.1. Состав и компоновка буровой установки:

1 — кронблок; 2 — вышка; 3 — полати вышки; 4 — талевый канат; 5 — талевый блок; 6 — крюк; 7 — вертлюг; 8 — буровой рукав; 9 — успокоитель талевого каната; 10 — автоматический буровой ключ; 11 — подсвечник; 12 — ротор; 13 — лебедка; 14 — коробка передач; 15 — наклонная передача; 16 — силовые агрегаты; 17 — компрессорная станция; 18 — циркуляционная система; 19 — буровой насос; 20 — манифольд; 21 — суммирующий редуктор силовых агрегатов; 22 — регулятор подачи долота; 23 — гидродинамический тормоз; 24 — гидроциклны; 25 — вибростол; 26 — основные лебедочные блоки; 27 — приемные мостки и стеллажи; 28 — консольно-поворотный кран



Буровая установка — это комплекс буровых машин, механизмов и оборудования, смонтированный на точке бурения и обеспечивающий с помощью бурового инструмента самостоятельное выполнение технологических операций. Современные буровые установки подразделяются на следующие составные части:

буровое оборудование (талевый механизм, насосы, лебедка, вертлюг, ротор, привод, топливомаслоустановка, дизель-электрические станции, пневмосистема);

буровые сооружения (вышка, основания, сборно-разборные каркасно-панельные укрытия);

оборудование для механизации трудоемких работ (регулятор подачи долота, механизмы для автоматизации спуско-подъемных операций, пневматический клиновой захват для труб, автоматический буровой ключ, вспомогательная лебедка, пневмораспределитель, краны для ремонтных работ, пульт контроля процессов бурения, посты управления);

оборудование для приготовления, очистки и регенерации промывочного раствора (блок приготовления, вибросита, песко- и глиноотделители, подпорные насосы, емкости для химических реагентов, воды и промывочного раствора);

манифольд (нагнетательная линия в блочном исполнении, дроссельно-запорные устройства, буровой рукав);

устройства для обогрева блоков буровой установки (теплогенераторы, отопительные радиаторы и коммуникации для разводки теплоносителя).

Состав и компоновка буровой установки показаны на рис. II.1.

§ 2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К БУРОВЫМ УСТАНОВКАМ

Требования, предъявляемые к буровым установкам, определяются условиями бурения и показателями, характеризующими уровень их технического совершенства. Из числа факторов, определяющих условия бурения, в первую очередь следует учитывать: природно-климатические и геологические; отдаленность от ремонтных баз и источников энергии; частоту перемещения на новые точки бурения; загазованность окружающей среды, загрязненность рабочих мест промывочным раствором; необходимость обеспечения бесперебойного процесса бурения для устранения возможных осложнений в стволе скважины; высокую абразивность и коррозионную активность промывочного раствора; стесненность рабочих мест и др.

Требования к буровым установкам разделяются на технические, эксплуатационные, технологические, экономические, социальные и специальные.

Технические требования заключаются в том, чтобы конструкция буровой установки отвечала новейшим достижениям науки и техники, а ее параметры соответствовали мировым стандартам и требованиям современной технологии бурения. Машины и оборудование, входящие в состав буровой установки, должны иметь

высокий коэффициент полезного действия (к. п. д.), достаточную прочность, надежность и долговечность.

Эксплуатационные требования исходят из того, что в процессе эксплуатации работоспособность буровой установки будет поддерживаться проведением технического обслуживания и ремонтов. С этой целью необходимо обеспечить высокую ремонт-пригодность буровой установки, т. е. доступность ее агрегатов для технического обслуживания и ремонта, возможность контроля технического состояния и замены быстроизнашивающихся узлов и деталей.

Технологические требования связаны с материальными и трудовыми затратами на изготовление буровых установок. К ним относятся:

простота конструкции машин, достигаемая максимальным упрощением их структурной схемы;

простота форм деталей, рациональный выбор материала и способа получения заготовок с целью экономии материала;

оптимальные точность изготовления и шероховатость поверхности, уменьшение размеров обрабатываемых поверхностей;

правильный выбор допусков и посадок, обеспечивающий взаимодействие деталей, взаимозаменяемость, соблюдение их размера для устранения подгоночных работ при сборке;

максимальное использование стандартных и унифицированных узлов и деталей;

уменьшение номенклатуры режущего и крепежного инструментов, используемых при механической обработке и сборке.

Экономические требования связаны с необходимостью обеспечения минимальных производственных и эксплуатационных расходов, определяющих эффективность буровой установки. В сфере производства экономические требования удовлетворяются технологичностью конструкций, позволяющей при заданном объеме выпуска и конкретных производственных возможностях изготовить машину при наибольшей производительности труда и наименьшей себестоимости. Важное экономическое требование — экономия металла и других материалов путем снижения материалоемкости машин и оборудования. К эксплуатационным экономическим показателям относятся производительность механического бурения и спуско-подъемных операций, время, затрачиваемое на подготовительно-заключительные, вспомогательные и ремонтные работы.

К *социальным требованиям* относятся безопасность работы, легкость управления и обеспечение нормальных условий труда для обслуживающего персонала [28]. Социальные требования должны рассматриваться как обязательные, так как условия работы буровиков относятся к тяжелым и опасным. Требования безопасности к конструкции бурового оборудования регламентируются ГОСТ 12.2.041—79.

Специальные требования связаны с условиями работы буровых установок. Компонировочные схемы и габариты буровых

машин и всей установки выбираются с учетом удобств управления и обслуживания, а также ограничений в занимаемой площади, что особенно важно для работы в море и на пересеченной местности. Массы буровых машин должны соответствовать грузоподъемности промысловых кранов и транспортных средств. Буровая установка должна разбираться на транспортабельные и легко демонтируемые узлы. Электрооборудование должно иметь взрывобезопасное исполнение.

§ 3. КЛАССИФИКАЦИЯ И ПАРАМЕТРЫ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

В 1959 г. впервые была принята отраслевая нормаль Н900-59, регламентирующая основные параметры буровых установок для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. В ней предусматривалось пять классов буровых установок, различающихся по номинальной грузоподъемности (50, 75, 125, 200 и 300 т) и другим параметрам. Взамен нормали Н900-59 была введена нормаль Н900-66 с изменениями и дополнениями. На основе этой нормали был разработан и действовал ГОСТ 16293—70, взамен которого введен ГОСТ 16293—82.

Из числа параметров, включаемых в стандарты буровых установок, выделяется главный параметр, наиболее полно характеризующий эксплуатационные возможности буровой установки. В период действия нормалей Н900-59 и Н900-66 в качестве главного параметра принималась номинальная грузоподъемность, значение которой приводилось в шифре буровой установки (например, БУ80БрД или Уралмаш 125БД).

В ГОСТ 16293—70 представлены девять классов буровых установок, различающихся по максимальной нагрузке на крюке, допускаемой в процессе проходки и крепления скважины, и по условной глубине бурения скважины, определяемой исходя из массы 1 м бурильной колонны, равной 30 кг. После введения ГОСТ 16293—70 в шифр буровой установки вместо номинальной грузоподъемности была внесена условная глубина бурения (например, БУ2500ДГУ или БУ3000БД).

С учетом рекомендаций СЭВ в ГОСТ 16293—82 включено одиннадцать классов буровых установок, главными параметрами которых являются допускаемая нагрузка на крюке и условный диапазон глубин бурения. Соответственно в шифре новых буровых установок указывают допускаемую нагрузку на крюке и условную глубину бурения (например, БУ1600/100ЭУ). К числу важных отличительных признаков, указываемых в шифре буровой установки, относятся тип силового привода (Д — дизельный, ДГ — дизель-гидравлический, ДЭР — дизель-электрический регулируемый, Э — электрический на переменном токе, ЭП — электрический на постоянном токе и др.) и монтажеспособность буровой установки (У — универсальная монтажеспособность).

Основные параметры буровых установок, регламентированные ГОСТ 16293—82, приведены в табл. II.1.

§ 4. БУРОВЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО И ГЛУБОКОГО РАЗВЕДОЧНОГО БУРЕНИЯ

Номенклатура выпускаемых буровых установок периодически обновляется более производительными и надежными моделями, отвечающими возрастающим требованиям бурения и новейшим достижениям науки и техники. Повышение производительности и надежности буровых установок — предпосылка успешного выполнения непрерывно возрастающих объемов бурения. Во многих случаях смена выпускаемых моделей происходит в связи с изменением параметров буровых установок.

В комплект буровых установок входят буровое оборудование и сооружения, оборудование системы циркуляции промывочного раствора, комплекс механизмов АСП для автоматизации спуско-подъемных операций, регулятор подачи долота и др.

Широко распространены буровые установки на базе комплектов основного бурового оборудования Уралмаш 3Д-76 и Уралмаш 4Э-76. Для морских буровых установок Уралмашзавод выпускает буровое оборудование ПБУ 6000/60ПЭМ и ППБУ 6000/200ППЭМ. На предприятиях бурения эксплуатируются снятые с производства буровые установки БУ80БрД, БУ80БрЭ, Уралмаш 3000ЭУК, Уралмаш 3000ЭУ, Уралмаш 4000Э-1, Уралмаш 4000Д-1, Уралмаш 6500Э, Уралмаш 6500ДГ, а также отдельные опытные модели.

Основные механизмы бурового оборудования и их кинематические связи в упрощенном развернутом виде приведены на кинематических схемах буровых установок (рис. 18П—22П приложения). Кинематические схемы дают ясное представление о структурных связях основных исполнительных механизмов с двигателями буровой установки. В них содержатся необходимые данные для кинематических и силовых расчетов всех узлов и деталей, расположенных между двигателями и исполнительными механизмами.

Буровые установки БУ2500ДГУ и БУ2500ЭУ разработаны взамен буровых установок БУ80БрД и БУ80БрЭ-1. Основное и вспомогательное оборудование этих установок монтируется на отдельных блоках, транспортируемых гусеничными тяжеловозами.

На вышечном блоке размещаются вышка, буровая лебедка с коробкой перемены передач, ротор, трансмиссии лебедки и ротора, вспомогательный привод, ключ АКБ-3М2, вспомогательная лебедка, консольно-поворотный кран, пульт бурильщика и некоторое другое оборудование. Основание этого блока представляет собой металлическую платформу с опорами. Лебедка со вспомогательным тормозом и рамой образуют лебедочную секцию вышечного блока. Коробка перемены передач, трансмиссия лебедки и вспомогательный привод с рамой входят в приводную секцию вышечного блока.

Приводной блок БУ2500ДГУ состоит из трех секций: дизельной, трансмиссионной и воздухосборников. В дизельной секции

Т а б л и ц а 11.1. Основные параметры комплектных буровых установок для эксп

Параметры	Классы буро				
	1	2	3	4	5
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	800	1000	1250	1600	2000
Условный диапазон бурения, м	600—1250	1000—1600	1250—2000	1600—2500	2000—3200
Наибольшая ос-настка талевого системы	4×5	4×5	4×5	4×5	5×6
Диаметр талевого каната, мм	22; 25	22; 25	22; 25; 28	25; 28	28; 32
Скорость подъема крюка при рас-саживании обсад-ных колонн и лик-видации аварий, м/с	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2
Скорость устано-вившегося движе-ния при подъеме незагруженного элеватора, м/с, не менее	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Мощность на при-водном (входном) валу подъемного агрегата, кВт	200—240	240—300	300—440	440—550	550—670
Проходной диа-метр стола рото-ра, мм	460; 560	460—560	520,7; 560	560	560
Мощность на при-водном валу рото-ра, кВт, не более	180	180	180—370	370	370
Допускаемая ста-тическая нагруз-ка на стол рото-ра, кН	2000	2000	3200	3200	3200
Момент, переда-ваемый столом ро-тора, кН·м, не бо-лее	30	30	50	50	50
Число основных буровых насосов, не менее	1	1	2	2	2
Мощность приво-да бурового на-соса, кВт	300; 375	300; 375	475	475; 600; 750	475; 600; 750
Наибольшее дав-ление на выходе насоса (в мани-фольде), МПа	20; 21	20	21; 25	25; 32	25; 32
Номинальная дли-на свечи, м	18	18	18; 25; 27	18; 25; 27	25; 27; 36
Высота основания (отметка пола бу-ровой), м, не менее	3	4	4,4; 5,5	4,4; 5,5	5,0; 5,5

луатационного и глубокого разведочного бурения нефтяных и газовых скважин

вых установок

6	7	8	9	10	11
2500	3200	4000	5000	6300	8000
2500—4000	3200—5000	4000—6500	5000—8000	6500—10 000	8000—12 500
5×6	6×7	6×7	7×8	7×8	7×8
28; 32	32; 35	32; 35	35; 38	38; 42	42; 44
0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2
1,5	1,5	1,5	1,4	1,4	1,4
670—900	900—1100	1100—1475	1475—2200	2200—2950	2500—2950
560	700	700	950	950	1260
370	370	440	500	540	540
3200	4000	4000	5000	6300	8000
50	80	80	80	120	
2	2	2	2	2	3
475; 600; 750	600; 750; 950	600; 750; 950	950; 1180	1180	1180; 1840
25; 32; 35	25; 32	25; 32; 35	32; 40	40	40; 105
25; 27; 36	25; 27; 36	25; 27; 36	25; 27; 36	25; 27; 36	27; 36
5,0; 6,0	6,0	6,7; 8,0	6,9; 8,0	7,5; 8,0	8,5

установлены три силовых агрегата, мощность которых через карданные валы передается цепному суммирующему редуктору. В трансмиссионной секции установлены цепной суммирующий редуктор и две компрессорные станции. Цепной редуктор позволяет передавать мощность силовых агрегатов буровой лебедке, насосам, ротору и одной компрессорной станции (вторая компрессорная станция имеет индивидуальный электрический привод). В секции воздухопроводов располагаются два воздухопроводника, агрегат подогрева воздуха АПВ 200/140, фильтр-влагоотделитель и маслоотделитель.

Насосный блок состоит из двух насосных секций с пультом управления насосами, необходимыми коммуникациями и компрессором высокого давления для зарядки пневмокомпенсаторов. Каждая насосная секция состоит из рамы, трехпоршневого насоса одностороннего действия НБТ-600 и привода.

Дизель-генераторный блок состоит из основания с укрытием, двух дизель-электрических агрегатов, станций управления, сливных баков и аккумуляторных батарей.

Приемные мостки для укладки и подачи на буровую площадку бурильных и обсадных труб, а также других механизмов и инструмента состоят из стеллажей, горизонтальных и наклонных трапов.

Секционная конструкция позволяет при необходимости транспортировать буровую установку более мелкими частями, состоящими из отдельных секций рассмотренных блоков.

БУ3000БД с пятидизельным приводом применяется для бурения эксплуатационных и разведочных скважин в неэлектрифицированных районах. Она комплектуется на заводе-изготовителе комплексом механизмов АСП для автоматизации спуско-подъемных операций, вышкой, основанием и каркасом укрытий. По некоторым параметрам эта установка не соответствует зарубежным образцам, однако превосходит их по степени механизации тяжелых работ.

БУ3000БЭ1 — модификация БУ3000БД. Благодаря электрическому приводу она имеет более простую кинематическую схему и большую производительность (планируемая проходка в год соответственно 5700 и 3540 м).

БУ3000ЭУК поставляется с буровыми сооружениями, обеспечивающими универсальный монтаж и транспортировку (крупными и мелкими блоками, а также поагрегатно). Она предназначена для кустового бурения скважин в условиях Западной Сибири. *БУ3000ЭУК-1* — модификация БУ3000ЭУК и отличается от нее эшелонным расположением блоков, позволяющим значительно увеличить число разбуриваемых скважин в одном кусте (БУ3000ЭУК позволяет пробурить 16 скважин в кусте). Модернизированная буровая установка БУ3000ЭУК-1М имеет допусковую нагрузку на крюке 2000 кН против 1700 кН в установках БУ3000ЭУК.

БУ3000ДГУ и *БУ3000ЭУ* разработаны с учетом новейших до-

стижений буровой техники и со временем заменят БУ3000БД, БУ3000БЭ. В качестве базовой модели принята БУ3000ЭУК. В БУ3000ДГУ используются дизель-гидравлические силовые агрегаты СА-10 с дизелем 6ЧН21/21 мощностью 475 кВт вместо дизелей В2-450. В лебедках БУ3000ЭУ используется электромагнитный вспомогательный тормоз вместо гидродинамического. Двухпоршневые насосы двустороннего действия У8-6МА2 заменены более эффективными трехпоршневыми одностороннего действия УНБТ-950. Установки БУ3000ДГУ и БУ3000ЭУ в отличие от БУ3000БД и БУ3000БЭ поставляются с основаниями для универсального монтажа и транспортировки.

Буровые установки Уралмаш 3Д-76 и 4Э-76 наиболее распространены в нефтегазодобывающей промышленности. Уралмашзавод поставляет к этим установкам комплект основного оборудования: талевые механизмы, вертлюги, роторы, лебедки, буровые насосы, приводы лебедки, ротора и буровых насосов. Вышку, основание, мостки со стеллажами, оборудование для приготовления и очистки промывочных растворов, комплекс механизмов АСП поставляют потребителю другие заводы.

БУ4000ДГУ-Т предназначена для экспорта в страны с тропическим климатом. Конструктивное исполнение и состав поставки учитывают требования заказчиков. Параметры ее соответствуют мировым стандартам, что способствует повышенному спросу БУ4000ДГУ-Т на внешнем рынке.

БУ4000Д-1 и БУ4000Э-1 отличаются от комплексов Уралмаш 3Д-76 и Уралмаш 4Э-76 тем, что буровое оборудование поставляется заводом-изготовителем вместе с буровыми сооружениями, комплексом механизмов АСП, регулятором подачи долота, крапом для обслуживания мостков, талевым механизмом с оснасткой 5×6 или 6×7 в зависимости от пожелания потребителя.

БУ5000ДГУ и БУ5000ЭУ имеют комплекс механизмов АСП, регулятор подачи долота, насосы УНБ-600 и буровые сооружения для универсального монтажа и транспортировки. Установка БУ5000ДГУ имеет дизель-гидравлический привод на базе силовых агрегатов СА-10.

БУ6500Э и БУ6500ДГ, заменившие Уралмаш 200ДГ-IV и Уралмаш 200Э-IV, оснащены комплексом АСП, насосами У8-7МА-2, дизель-гидравлическим приводом от агрегатов 1АДГ-1000, современным электрооборудованием и буровыми сооружениями для мелкочлочного монтажа.

Комплект бурового оборудования Уралмаш 6000ПЭМ предназначен для плавучих самоподъемных буровых установок типа Уралмаш 6000/60 ПБУ, используемых для бурения скважин при глубине моря до 60 м. Комплект оснащен регулируемым электрическим приводом лебедки, насосов и ротора, комплексом АСП, благодаря которому степень механизации спуско-подъемных операций достигает 75 %.

Комплект бурового оборудования Уралмаш 6000/200 ППЭМ предназначен для плавучих полупогружных буровых установок,

Т а б л и ц а 11.2 Техническая характеристика буровых установок для бурения на глубину до 4000 м

Параметры	БУ75БрД-70	БУ75БрЭ-70	БУ2500ДГУ	БУ2500ЭУ
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	1000	1000	1600	1600
Условная глубина бурения, м	1600	1600	2500	2500
Общая установочная мощность, кВт	600	1220	900	1710
Наибольшая оснастка талевого механизма	4×5	4×5	4×5	4×5
Диаметр талевого кабеля, мм	25	25	28	28
Привод буровой установки	Дизель-гидравлический	Переменный ток	Дизель-гидравлический	Переменный ток
Силовые агрегаты	САТ-4М	—	САТ-450	Смешанный
Привод лебедки, ротора и насосов	Групповой	Смешанный	Групповой	Смешанный
Двигатели в приводе: лебедки насосов ротора	1Д12Б 1Д12Б 1Д12Б	АКБ-12-39-6 СДЗ-12-46-8А АКБ-12-39-6	В2-450 В2-450 В2-450	СДЗБ-13-42-8 СДБО-99/49-8 СДЗБ-13-42-8
Лебедка	БУ-75Бр	БУ-75Бр	ЛБ-750Бр	ЛБ-750Бр
Мощность лебедки, кВт	463,4	320	560	560
Число скоростей подъема	4	4	4	4
Буровой насос	БрН-1	БрН-1	НБТ-600	НБТ-600
Число насосов	2	2	2	2
Мощность насоса, кВт	450	450	600	600

Продолжение табл. II.2

Параметры	БУ3000БД	БУ3000БЭ	БУ3000ЭУК-1М	БУ3000ДГУ-1	БУ3000ЭУ-1
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	1700	1700	2000	2000	2000
Условная глубина бурения, м	3000	3000	3300	3200	3200
Общая установочная мощность, кВт	993	1810	1810	2310	1900
Наибольшая осадка талевого механизма	5×6	5×6	5×6	5×6	5×6
Диаметр талевого каната, мм	28	28	28	28	28
Привод буровой установки	Дизель-гидравлический	Переменный ток	Переменный ток	Дизель-гидравлический	Переменный ток
Силовые агрегаты	—	—	—	СА-10	—
Привод лебедки, ротора и насосов	—	Смешанный	—	—	—
Двигатели в приводе:					
лебедки	В2-450	АКБ-13-62-8	АКБ-13-62-8	6Н21/21	АКБ-13-62-8
насосов	В2-450	СДЗБ-13-52-8	СДБО-99/49	6Н21/21	СДЗБ-13-52-8
ротора	В2-450	АКБ-13-62-8	АКБ-13-62-8	6Н21/21	АКБ-13-62-8
Лебедка	У2-2-11	У2-2-11	У2-2-11	У2-2-11	ЛБУ-1200КА
Мощность лебедки, кВт	700	700	700	650	645
Число скоростей подъема	6	6	6	6	6
Буровой насос	У8-6МА2	У8-6МА2	У8-6МА2	УНБТ-950	ЧУНБТ-950
Число насосов	2	2	2	2	2
Мощность насоса, кВт	600	600	600	750	630

2 Продолжение табл. II.2

Параметры	БУ75БРД-70	БУ75БРЭ-70	БУ2500ДГУ	БУ2500ЭУ
Наибольшее давление на выходе из насоса, МПа	20	20	25	25
Наибольшая идеальная подача насоса, м ³ /с	0,024	0,024	0,043	0,043
Ротор	Р-450	Р-450	Р560-Ш8	Р560-Ш8
Диаметр проходного отверстия в столе ротора, мм	450	450	560	560
Мощность привода ротора, кВт	150	150	368	368
Статическая грузоподъемность ротора, т	100	100	250	250
Число скоростей ротора	2	2	4 + 1 реверсивная	4
Вертлюг	БУ-75	БУ-75	ШВ15-250	ШВ15-250
Статическая грузоподъемность вертлюга, т	100	100	250	250
Вышка	СБОУВ/БУ756р	СБОУВ/БУ756р	СБОУ-01/БУ2500ДГУ	СБ-01-01/БУ2500ЭУ
Полезная высота вышки, м	37,8	37,8	42,2	42,2
Грузоподъемность вышки, т	100	100	185	185
Кронблок	БУ-75	БУ-75	КБ5-185Бр	КБ5-185Бр
Грузоподъемность кронблока, т	110	110	185	185

Продолжение табл. II.2

Параметры	БУ3000БД	БУ3000БЭ	БУ3000ЭУК-1М	БУ3000ДГУ-1	БУ3000ЭУ-1
Наибольшее давление на выходе из насоса, МПа	25	25	25	32	32
Наибольшая идеальная подача насоса, м ³ /с	0,051	0,051	0,051	0,046	0,046
Ротор	УР-560	УР-560	УР-560	УР-700	УР-700
Диаметр проходного отверстия в столе ротора, мм	560	560	560	700	700
Мощность привода ротора, кВт	368	368	368	368	368
Статическая грузоподъемность ротора, т	320	320	320	320	320
Число скоростей ротора	3 + 1 реверсивная	3	3		
Вертлюг	УВ-250	УВ-250	УВ-250	УВ-250	УВ-250
Статическая грузоподъемность вертлюга, т	250	250	250	250	250
Вышка	ВА-41×170	ВА-41×170	ВМР-45×200	ВМА-45×200	ВМА-45×200
Полезная высота вышки, м	41	41,3	45	45	45
Грузоподъемность вышки, т	170	170	200	200	200
Кронблок	УКБА-6-200	УКБА-8-200	УКБ-6-200	УКБА-6-200	УКБА-6-200
Грузоподъемность кронблока, т	200	200	200	200	200

24 Продолжение табл. II.2

Параметры	БУ75БрД-70	БУ75БрЭ-70	БУ2500ДГУ	БУ2500-ЭУ
Наружный диаметр шкивов, мм	800	800	1100	1100
Талевый блок	БУ-75	БУ-75	ТБК4-140Бр	ТБК4-140Бр
Грузоподъемность талевого блока, т	100	100	140	140
Наружный диаметр шкивов, мм	800	800	1100	1100
Дизель-генераторная станция	ДГ-50-8	ДГ-50-8	ДЭА-100	ДЭА-100
Мощность станции, кВт	50	50	100×2	100×2
Компрессоры: с дизельным приводом с электрическим приво- дом	КТ-6 КТ-6	КТ-6 КТ-6	КТ-6 КТ-6	КТ-6 КТ-6
Давление воздуха, МПа	0,85	0,85	0,85	0,85
Поддача, приведенная к условиям всасывания, м ³ /с	0,043	0,043	0,043	0,043
Средства механизации и автоматизации: подачи инструмента спуско-подъемных операций	— ПКЗ-4 АКБ-3М2	— ПКЗ-10 АКБ-3М2	ТЭП-4500	ТЭП-4500
Вспомогательный тормоз	ТГ-1000	ТГ-1000	ТЭП-4500	ТЭП-4500
Масса комплекта постав- ки, т	133	142	379,7	349,96

Продолжение табл. II.2

Параметры	БУ3000БД	БУ3000БЭ	БУ3000ЭУК-1М	БУ3000ДГУ-1	БУ3000ЭУ-1
Наружный диаметр шкивов, мм	1000	1000	1000	1000	1000
Талевый блок	УТБА-5-170	УТБА-5-170	УТБА-5-170	УТБА-5-170	УТБА-5-200
Грузоподъемность талевого блока, т	170	170	170	170	170
Наружный диаметр шкивов, мм	1000	1000	1000	1000	1000
Дизель-генераторная станция	ТМЗДЭ-104 СЗ	ТМЗДЭ-104 СЗ	ТМЗДЭ-104 СЗ	ТМЗДЭ-104 СЗ	ТМЗДЭ-104 СЗ
Мощность станции, кВт	100×2	200	200	100×2	200
Компрессоры: с дизельным приводом с электрическим приводом	К-5М КСЭ-5М	К-5М КСЭ-5М	К-5М КСЭ-5М	К-5М КСЭ-5М	К-5М КСЭ-5М
Давление воздуха, МПа	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Подача, приведенная к условиям всасывания, м³/с	0,0835	0,0835	0,0835	0,0835	0,0835
Средства механизации и автоматизации: подача инструмента спуско-подъемных операций	РПДЭ-3 АСП-3М1 ПКР-560 АКБ-3М2 УТГ-2-1000	РПДЭ-3 АСП-3М1 ПКР-560 АКБ-3М2 УТГ-2-1000	ТЭП-4500 ПКР-560 АКБ-3М2 ТЭП-4500	ТЭП-4500 АСП-3М1 ПКР-560 АКБ-3М2 ТЭП-4500	ТЭП-4500 АСП-3М1 ПКР-560 АКБ-3М2 ТЭП-4500
Вспомогательный тормоз	УТГ-2-1000	УТГ-2-1000	ТЭП-4500	ТЭП-4500	ТЭП-4500
Масса комплекта поставки, т	327,41	314,86	542,2		

Т а б л и ц а 11.3 Техническая характеристика буровых установок для бурения скважин глубиной 4000—15 000 м

Параметры	Уралмаш 3Д-76	Уралмаш 4Э-76	БУ4000Д-1	Уралмаш 4000Э-1
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	2 250—3 000	2 250—3 000	2 250—3 000	2 250—3 000
Условная глубина бурения, м	4 000	4 000	4 400—5 500	4 400—5 500
Общая установочная мощность, кВт	1 650	1 900	1 650	1 900
Наибольшая оснастка талевого механизма	5×6	5×6	5×6; 6×7	5×6; 6×7
Диаметр талевого каната, мм	32	32	32	32
Привод буровой установки	Дизельный	Переменного тока	Дизельный	Переменного тока
Силовые агрегаты	—	—	—	—
Привод лебедки, ротора, насосов	Групповой	Смешанный	Групповой	Смешанный
Двигатели в приводе:				
лебедки	В2-450АВ	АКБ-114-6	В2-450АВ	АКБ-114-6
ротора	В2-450АВ	СДЗБ-13-52-8	В2-450АВ	СДЗБ-13-52-8
насосов	В2-450АВ	АКБ-114-6	В2-450АВ	АКБ-114-6
Лебедка	У2-5-5	У2-5-5	У2-5-5	У2-5-5
Мощность лебедки, кВт	809	809	690	900
Число скоростей подъема	5	5	5	5
Буровой насос	У8-6МА2	У8-6МА2	УНБ-600	УНБ-600
Число насосов	2	2	2	2
Мощность насоса, кВт	600	600	600	600
Наибольшее давление на выходе из насоса, МПа	25	25	25	25
Наибольшая идеальная подача насоса, м ³ /с	0,051	0,051	0,051	0,051
Ротор	УР-560	УР-560	УР-560	УР-560
Диаметр проходного отверстия в столе ротора, мм	560	560	560	560
Мощность привода ротора, кВт	368	368	368	368
Статическая грузоподъемность ротора, т	320	320	320	320
Число скоростей ротора	4	4	4	4

Продолжение табл. П.3

Параметры	БУ5000ДГУ	БУ5000ЭУ	БУ6500ДГ	БУ6500ЭР	Уралмаш 15 000
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	2 500	2 500	4 000	4 000	5 000
Условная глубина бурения, м	5 000	5 000	6 500	6 500	15 000
Общая установочная мощность, кВт	1 852	2 320	3 000	4 480	7 500
Наибольшая оснастка талевого механизма	6×7	6×7	6×7	6×7	6×7
Диаметр талевого каната, мм	32	32	35	35	38
Привод буровой установки	Дизель-гидравлический СА-10	Переменного тока	Дизель-гидравлический 1АДГ-100	Переменного тока	Постоянного тока
Силовые агрегаты	Групповой	Раздельный	Смешанный	Раздельный	Раздельный
Привод лебедки, ротора, насосов	6ЧН21/21	СДЗБ-13-42-8	6ЧН26/26	СДБО 99/49/8	П-179-9К
Двигатели в приводе:	6ЧН21/21	АКЗ-15-41-8-2	6ЧН26/26	АКСБ15-69-6-6	МПЭ-800-800
Лебедка	ЛБУ-1100	СДЗБ-13-42-8	ЛБУ-1100	ПС 152-5К	МПЭ-800-800
Мощность лебедки, кВт	900	809	1 250	ЛБУ-1700Э	ЛБУ-3000
Число скоростей подъема	6	6	6	1 250	2 646
Буровой насос	У8-6МА2	У8-6МА2	У8-7МА2	У8-7МА2	Бесступенчатая
Число насосов	2	2	3	3	УНБ-1250
Мощность насоса, кВт	600	600	825	825	3
Наибольшее давление на выходе из насоса, МПа	25	25	32	32	1 250
Наибольшая идеальная подача насоса, м ³ /с	0,051	0,051	0,052	0,052	40
Ротор	УР-560	УР-560	УР-560	УР-560	УР-760
Диаметр проходного отверстия в столе ротора, мм	560	560	560	560	760
Мощность привода ротора, кВт	368	368	368	368	400
Статическая грузоподъемность ротора, т	320	320	320	320	400
Число скоростей ротора	3 + 1 р	3	3 + 1 р	Бесступенчатая	Бесступенчатая

Параметры	Уралмаш 3Д-76	Уралмаш 4Э-76	БУ4000Д-1	Уралмаш 4000Э-1
Верлюг	УВ-250 250	УВ-250 250	УВ-320 320	УВ-320 320
Статическая грузоподъемность вертлюга, т	ВМА-45-250 45	ВМА-45-250 45	ВМА-45-250 45	ВМА-45-250 45
Вышка	250	250	250	250
Полезная высота вышки, м	УКВ-6-270 270	УКВ-6-270 270	УКБА-6-250 250	УКБА-6-250 250
Грузоподъемность вышки, т	1 120	1 120	1 120	1 120
Кронблок	УТВ-5-225 225	УТВ-5-225 225	УТБА-5-200 200	УТБА-5-200 200
Грузоподъемность кронблока, т	1 120	1 120	1 120	1 120
Наружный диаметр шкивов, мм	ТМЗ-ДЭ-104-С3 100×2	ТМЗ-ДЭ-104-С3 100	ТМЗ-ДЭ-104-С3 100×2	ТМЗ-ДЭ-104-С3 100
Талевый блок	1 120	1 120	1 120	1 120
Грузоподъемность талевого блока, т	1 120	1 120	1 120	1 120
Наружный диаметр шкивов, мм	1 120	1 120	1 120	1 120
Дизель-генераторная станция	1 120	1 120	1 120	1 120
Мощность станции, кВт	1 120	1 120	1 120	1 120
Компрессоры:	1 120	1 120	1 120	1 120
с дизельным приводом	1 120	1 120	1 120	1 120
с электрическим приводом	1 120	1 120	1 120	1 120
Давление воздуха, МПа	1 120	1 120	1 120	1 120
Подача, приведенная к условиям всасывания, м ³ /с	1 120	1 120	1 120	1 120
Средства механизации и автоматизации:	1 120	1 120	1 120	1 120
подачи инструмента	1 120	1 120	1 120	1 120
спуско-подъемных операций	1 120	1 120	1 120	1 120
Вспомогательный тормоз	1 120	1 120	1 120	1 120
Масса комплекта поставки, т	1 120	1 120	1 120	1 120

Продолжение табл. П.3

Параметры	БУ5000ДГУ	БУ5000ЭУ	БУ6500ДГ	БУ6500ЭР	Уралмаш 15 000
Вертелог Статическая грузоподъемность вертлюга, т	УВ-250 250	УВ-250 250	УВ-320 320	УВ-320 320	УВ-450 450
Вышка	ВМА-45-250 45	ВМА-45-250 45	ВА-45-320 45	ВА-45-320 45	ВБА-58-400 58
Полезная высота вышки, м	250	250	320	320	400
Грузоподъемность вышки, т	УКБА-7-320 320	УКБА-7-320 320	УКБА-7-400 400	УКБА-7-400 400	УКБА-7-500 500
Кронблок	1 250	1 250	1 400	1 400	1 510
Грузоподъемность кронблока, т	УТБА-6-250 250	УТБА-6-250 250	УТБА-6-320 320	УТБА-6-320 320	УТБА-6-400 400
Наружный диаметр шкивов, мм	1 250	1 250	1 400	1 400	1 510
Талевый блок	АСДА-200 200×2	ТМЗ-ДЭ-104-С3 100	АСДА-200 200	АСДА-200 200	АСДА-200 200
Грузоподъемность талевого блока, т	К-5М КСЭ-5М 0,8	КСЭ-5М 0,8	К-5М КСЭ-5М 0,8	КСЭ-5М 0,8	ВШ 6/10 1
Наружный диаметр шкивов, мм	0,0835	0,0835	0,0835	0,0835	0,075—0,1
Дизель-генераторная станция					
Мощность станции, кВт					
Компрессоры: с дизельным приводом с электрическим приводом					
Давление воздуха, МПа					
Подана, приведенная к условиям всасывания, м³/с					
Средства механизации и автомати- зации:	РПДЭ-3 АСП-3М1 ПКР-560 АКБ-3М2 ЭМТ-4500	РПДЭ-3 АСП-3М4 ПКР-560 АКБ-3М2 ЭМТ-4500	РПДЭ-3 АСП-3М5 ПКР-560 АКБ-3М2 УТГ-1450	РПДЭ-3 АСП-3М5 ПКР-560 АКБ-3М2 УТГ-1450	РПДЭ-3-300 АСП-6 ПКР-300М АКБ-3М 300 Двигатели ле- белки 1 843 (Кольская) 2 110 (Саатлинская)
Вспомогательный тормоз	635	608	790	748	
Масса комплекта поставки, т					

6000/200 ППБУ, используемых для бурения скважин при глубине моря до 200 м. Комплект оснащен регулируемым электрическим приводом и специальным комплексом для компенсации колебаний талевого механизма, вызванных качкой бурового судна.

БУ6500ДГ-СП предназначена для стационарных морских платформ. В состав установки входят современные буровые насосы УНБТ-950 и комплекс механизмов АСП-4МЧ, позволяющий повысить степень механизации спуско-подъемных операций до 80 %.

Буровая установка Уралмаш 15 000 является уникальной и применяется для бурения сверхглубоких разведочных скважин. Ротор, лебедка и буровые насосы имеют отдельный привод от электродвигателей постоянного тока.

Технические характеристики буровых установок приведены в табл. II.2 и II.3.

Глава III

ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ БУРОВЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Прочность характеризует способность деталей, не разрушаясь, воспринимать нагрузки в определенных режимах и условиях нагружения. Большое влияние на прочность деталей оказывают материалы, способы упрочнения, размеры и геометрические формы их. Особое значение вопросы прочности деталей приобретают в связи с возрастающими требованиями к повышению надежности и долговечности буровых машин и оборудования и снижению их массы. В обеспечении прочности деталей машин важную роль играют методы прочностных расчетов, основанные на новейших достижениях теории прочности и опыте расчета, конструирования и эксплуатации машин. Современное состояние науки и техники позволяет на стадии расчета и проектирования придать деталям машин практически необходимый уровень прочности.

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ДЕЙСТВУЮЩИХ НАГРУЗОК

Нагрузкой называют силовое воздействие, вызывающее изменение напряженно-деформированного состояния деталей машин. По характеру действия нагрузки делятся на статические и динамические.

Статические нагрузки характеризуются тем, что их значение, направление и место приложения постоянны либо изменяются так незначительно, что при расчете конструкций пренебрегают влиянием сил инерции. В свою очередь, они подразделяются на постоянные и временные.

К постоянным относятся нагрузки, значения которых для данной конструкции принимаются неизменными. Примером постоянной статической нагрузки является собственный вес конст-

рукции. Весовые нагрузки значительно влияют на напряженно-деформированное состояние буровой вышки и другого оборудования, состоящего из узлов и деталей, вес которых соизмерим с эксплуатационными нагрузками. Постоянные нагрузки могут вызвать в деталях конструкции переменные напряжения. Так, в результате изгиба с вращением в сечениях вала за один оборот происходит смена растягивающих и сжимающих напряжений. Аналогично в результате периодического входа в зацепление зубья зубчатых передач испытывают переменные напряжения при постоянной рабочей нагрузке, действующей на исполнительный орган машины.

К временным статическим относятся нагрузки, действующие в течение длительного цикла работы (например, начальная затяжка резьбовых соединений, давление жидкости или газа в различных аппаратах, нагрузки от снега, гололеда и температурного воздействия, предварительное натяжение тяговых органов и др.).

Динамические нагрузки характеризуются быстрым изменением значения, направления или точки приложения, вызывающим в элементах конструкции значительные силы инерции. Причины появления динамических нагрузок — неравномерность рабочего процесса; ускорение при пусках, торможениях и реверсирования; неуравновешенность быстровращающихся деталей; чрезмерный износ зубчатых и цепных передач; зазоры в подвижных соединениях и др. Динамические нагрузки, вызываемые неравномерностью рабочего процесса, характерны для поршневых машин (насосов и двигателей), и особенно для машин и инструмента ударного и вибрационного действия (молотов, копров, буровых долот, вибростит и др.).

По характеру рабочих процессов различают стационарные и нестационарные нагружения. *Стационарным* называют нагружение с постоянными характеристиками рабочего процесса. Нагружение с изменяющимися характеристиками рабочего процесса относят к *нестационарному*. К машинам, испытывающим стационарное нагружение, относятся вентиляторы, машины центральных насосных станций и некоторые другие. Большинство машин испытывает нестационарное нагружение. Изменение характеристик рабочих процессов в буровых машинах обусловлено непрерывным увеличением глубины забоя в процессе бурения скважины, а также ступенчатым изменением веса бурильной и обсадной колонн труб при спуско-подъемных операциях.

Изменение уровня нагрузок и частота повторения нагрузок определенного уровня зависят от технологического процесса, выполняемого машиной, и передаточного числа от исполнительного органа до рассматриваемой детали. Например, нагрузки на крюке подъемного механизма буровой установки равны весу подвешенной бурильной колонны. При подъеме последней число циклов нагружения крюка равно числу бурильных свечей в колонне труб. Нагрузки, испытываемые при этом подъемным

валом лебедки, уменьшаются пропорционально кратности ос-
настки талевого механизма.

За время подъема колонны на длину одной свечи, соответст-
вующее одному циклу нагружения крюка, число циклов нагру-
жения подъемного вала лебедки будет равно числу его оборо-
тов, зависящему от длины наматываемого каната и диаметра
барабана. Нагрузки во вращающихся деталях силовых передач
привода лебедки уменьшаются, а число циклов нагружения воз-
растает пропорционально передаточному числу между рассмат-
риваемой деталью и подъемным валом.

§ 2. ВИДЫ ОТКАЗОВ ПО КРИТЕРИЯМ ПРОЧНОСТИ

Под действием эксплуатационных нагрузок возникают отказы
деталей буровых машин и оборудования, которые по принятым
критериям прочности относятся к усталостным и хрупким разру-
шениям, пластическим деформациям, ползучести и нарушениям
сцепления.

Усталостные разрушения возникают под действием перемен-
ных напряжений, уровень которых превышает конструкционный
предел выносливости. При напряжениях, равных и ниже конст-
рукционного предела выносливости, деталь может выдержать без
нарушения сколько угодно повторных циклов. При одновремен-
ном воздействии коррозии, высоких температур, а также при
контактных нагружениях деталей, закаленных до высокой твер-
дости, предел выносливости в указанном понимании может от-
сутствовать. В этих и некоторых других случаях при расчете
на прочность пользуются пределом ограниченной выносливости,
равным максимальному напряжению цикла, соответствующему
задаваемой циклической долговечности.

Характерной особенностью усталостных разрушений является
то, что они происходят от действия местных напряжений, соз-
даваемых конструктивными, металлургическими и технологиче-
скими концентраторами напряжений. Усталостному разрушению
предшествует постепенное развитие усталостных трещин, в ре-
зультате которого оставшееся живое сечение не обеспечивает
статической прочности детали. На поверхности усталостных изло-
мов обнаруживается граница между гладко притертой зоной раз-
вития усталостной трещины и зоной окончательного разрушения
волокнистого либо зернистого строения, которое характерно для
вязких и хрупких изломов. Период развития усталостных трещин
сокращается с уменьшением сечения детали.

Общие усталостные разрушения характерны для резьбовых
соединений бурильных труб, валов и осей, штоков буровых на-
сосов, пружин, деталей буровой вышки и металлических основ-
ний. Поверхностным усталостным разрушениям подвергаются
зубья цепных и зубчатых передач, детали подшипников качения,
ролики и втулки приводных цепей. Особо следует выделить раз-
рушения от термической усталости, развивающейся под действием

повторных температурных напряжений. Этот вид разрушения наблюдается в тормозных шкивах буровых лебедок.

Пластическая деформация наблюдается при перегрузке деталей, изготовленных из незакаленных и высокоотпущенных сталей. Наиболее распространенные виды этих отказов — искривление валов, осей, деталей буровой вышки и других металлических конструкций; осадка пружин и удлинение (вытяжка) болтов при чрезмерных затяжках; смятие труб, шпонок, шпоночных канавок, крепежных деталей, дорожек качения подшипников, направляющих и рабочих поверхностей зажимов и др.

Длительное силовое воздействие в сочетании с нагревом вызывают медленное нарастание пластических деформаций при напряжениях, меньших предела текучести. Это явление, называемое *ползучестью*, особенно резко проявляется у пластмассовых деталей, что ограничивает температурный диапазон их применения.

Хрупкие разрушения происходят в деталях из чугуна и низкоотпущенных сталей под действием ударных и статических нагрузок, а также в результате чрезмерных напряжений, возникающих при посадках с натягом (ступицы колес и дисков, пластины втулочно-роликовых цепей и др.). Хрупкие разрушения деталей машин и сварных конструкций возрастают в условиях низких температур, теплового и радиационного воздействия, вызывающих охрупчивание металлических и пластмассовых деталей, а также резинотехнических изделий.

Большое распространение имеют отказы, вызванные нарушениями сцепления. К их числу относятся провороты и осевые смещения в прессовых соединениях; относительное проскальзывание во фрикционных муфтах и ременных передачах; самоотвинчивание резьбовых соединений; расшплинтовка втулочно-роликовых цепей и др.

§ 3. ВЫБОР КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И СПОСОБОВ УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Конструкционные материалы в общем случае выбирают исходя из требований к их механическим, физическим и технологическим свойствам, предъявляемым условиями работы и изготовления данной детали. Механические и физические свойства позволяют судить о служебной пригодности материала. По технологическим свойствам оценивается возможность обработки материала при изготовлении деталей.

К основным механическим свойствам материала относятся: прочность — способность сопротивляться нагрузкам без разрушения;

деформативность — способность изменять размеры и форму без разрушения;

упругость — способность восстанавливать первоначальные размеры и форму после снятия нагрузки;

пластичность — способность получать значительную деформацию, оставшуюся после снятия нагрузки;

хрупкость — способность материала разрушаться при механических воздействиях без заметной пластической деформации (свойство, противоположное пластичности); хрупкость материала, наблюдающуюся только при ударных нагрузках, называют ударной; хрупкость, проявляющуюся при низких температурах, называют хладноломкостью;

твердость — способность сопротивляться при местных контактных нагрузках пластической деформации или хрупкому разрушению в поверхностном слое;

сопротивление усталости — свойство материала противостоять усталости, т. е. процессу постепенного накопления повреждений под действием переменных напряжений, приводящих к изменению свойств, образованию трещин, их развитию и разрушению.

Механические свойства конструкционных материалов определяются путем испытаний стандартных образцов.

Физические свойства материалов характеризуются плотностью (удельным весом), температурой плавления, коэффициентами теплопроводности, линейного расширения и трения.

Затраты, связанные с обработкой материалов резанием, составляют значительную часть заводской себестоимости изготовления машин. Поэтому обрабатываемость резанием, характеризующая пригодностью материалов к обработке всеми видами режущих инструментов при больших скоростях резания и подачах с получением необходимых параметров шероховатости поверхности, является важным технологическим свойством. К числу других технологических свойств, учитываемых при выборе металлических материалов, относятся:

литейные свойства — способность жидких металлов заполнять литейные формы и образовывать плотные отливки;

свариваемость — способность металлов свариваться при комнатных и низких температурах с образованием прочных сварных соединений;

обрабатываемость давлением в горячем и холодном состоянии, оцениваемая технологическими пробами (на осадку, загиб) и характеристиками пластичности, упрочнения и твердости при температуре обработки.

Физико-механические свойства и примерное назначение машиностроительных материалов приводятся в технических справочниках и пособиях по расчету и конструированию деталей машин. Обоснованный выбор материала для заданной детали из обширного ассортимента машиностроительных материалов может быть сделан на основе сравнительной оценки возможных вариантов. Критериями сравнительной оценки материалов являются минимальная масса и стоимость материала при заданных прочности, выносливости, жесткости и других требованиях к рассматриваемой детали.

Для конструкций, масса которых имеет особенно важное значение, критериями выбора материала могут служить удельная прочность, определяемая отношением предела прочности к плот-

ности материала, либо удельная жесткость, определяемая отношением модуля упругости к плотности материала. Так как модуль продольной упругости сталей изменяется в узких пределах (2—2,2) 10^5 МПа, то для изготовления деталей, у которых преобладающее значение имеет жесткость, не следует применять легированные стали. В этом случае более экономичны углеродистые стали.

Для машин, эксплуатируемых в северных районах, важное значение имеет хладноломкость применяемых материалов. Она снижается очисткой металла от вредных примесей (фосфора, серы, кремния, азота, мышьяка), термообработкой и легированием. Добавки никеля, алюминия, титана и других легирующих элементов, повышающих вязкость сталей, также способствуют снижению хладноломкости.

При выборе материалов следует учитывать интересы заводов — изготовителей машин. Ограничение номенклатуры применяемых материалов дает заводам-изготовителям ряд важных преимуществ, связанных с укрупнением поставляемых партий материалов, упрощением их учета и хранения, снижением брака, благодаря более стабильной технологии в литейном, термическом и других участках производства. Поэтому без крайней необходимости не следует пользоваться нетрадиционными для данного завода материалами.

На заводах бурового оборудования для ответственных деталей и несущих элементов применяют хромоникелевые, хромомолибденовые и хромоникельмолибденовые стали. Стали, содержащие вольфрам и ванадий, используются в исключительных случаях, когда другие стали вследствие недостаточных механических свойств не обеспечивают возможность изготовления деталей. В ассортимент материалов, применяемых в производстве буровых машин и оборудования, кроме легированных сталей, входят углеродистые общего назначения, цветные металлы, чугун, резина, полимерные и прочие материалы.

Следует указать, что привычные для деталей буровых машин и оборудования марки материалов периодически заменяются новыми марками. Это объясняется закономерным процессом развития производства более качественных и экономичных материалов, применение которых способствует дальнейшему повышению прочности и надежности буровых машин и оборудования.

Важный резерв повышения прочности деталей — выбор способов их упрочнения. Как известно, усталостные разрушения деталей в большинстве случаев происходят от действия повышенных местных напряжений, которые порождаются концентраторами напряжений металлургического, технологического и конструктивного происхождения. Переходные сечения, канавки, резьба, отверстия и прочие изменения формы деталей, а также соединения с натягом относятся к конструктивным концентраторам напряжений, в зоне которых местные напряжения значи-

тельно превосходят номинальные. Концентрация напряжений вызывает снижение сопротивляемости детали усталости.

Отношение предела выносливости образца без концентрации напряжений к пределу выносливости образцов с концентрацией напряжений, имеющих такие же абсолютные размеры сечения, как и гладкие образцы, называют эффективным коэффициентом концентрации напряжений:

$$K_{\sigma} = \sigma_{-1} / \sigma_{-1к}; \quad K_{\tau} = \tau_{-1} / \tau_{-1к}. \quad (III.1)$$

где K_{σ} , K_{τ} — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при действии соответственно переменных нормальных и касательных напряжений; σ_{-1} , τ_{-1} — пределы выносливости образцов без концентрации напряжений; $\sigma_{-1к}$, $\tau_{-1к}$ — пределы выносливости образцов с концентрацией напряжений.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений зависят не только от формы детали, но и от механических свойств материала. Значения эффективных коэффициентов концентрации обычно меньше коэффициентов концентрации напряжений, определяемых теоретически отношением наибольшего местного напряжения к номинальному:

$$\alpha_{\sigma} = \sigma_{\max} / \sigma_{\text{ном}}; \quad \alpha_{\tau} = \tau_{\max} / \tau_{\text{ном}}, \quad (III.2)$$

где σ_{\max} , τ_{\max} — максимальные напряжения в зоне концентрации, вычисленные методами теории упругости или определенные экспериментально; $\sigma_{\text{ном}}$, $\tau_{\text{ном}}$ — номинальные напряжения, найденные без учета возмущения напряжения (обычно по формулам сопротивления материалов).

Для оценки влияния материала пользуются коэффициентом чувствительности материала к концентрации напряжений:

$$q_{\sigma} = (K_{\sigma} - 1) / (\alpha_{\sigma} - 1); \quad q_{\tau} = (K_{\tau} - 1) / (\alpha_{\tau} - 1) \quad (III.3)$$

Зная коэффициенты чувствительности материала к концентрации напряжений и коэффициент концентрации напряжений, можно определить эффективные коэффициенты концентрации напряжений:

$$K_{\sigma} = 1 + q_{\sigma}(\alpha_{\sigma} - 1); \quad K_{\tau} = 1 + q_{\tau}(\alpha_{\tau} - 1). \quad (III.4)$$

Если материал не чувствителен к концентрации напряжений ($q_{\sigma} = 0$ и $q_{\tau} = 0$), то $K_{\sigma} = 1$; $K_{\tau} = 1$. Если материал обладает полной чувствительностью к концентрации напряжений ($q_{\sigma} = 1$ и $q_{\tau} = 1$), то $K_{\sigma} = \alpha_{\sigma}$; $K_{\tau} = \alpha_{\tau}$.

Металлы и сплавы с неоднородной структурой (например, чугуны) имеют пониженную чувствительность к концентрации напряжений ($q_{\sigma} \approx 0$; $K_{\sigma} \approx 1$). Для конструкционных сталей чувствительность к концентрации напряжений возрастает с повышением предела прочности и в среднем $q = 0,6 + 0,8$. Поэтому в расчетах значение эффективного коэффициента концентрации напряжений следует выбирать с учетом не только формы концентратора, но и прочности материала детали. Важно отметить, что

вследствие повышенной чувствительности к концентрации напряжений высокопрочные стали при переменных напряжениях не всегда оказываются эффективными.

Значение эффективных коэффициентов концентрации напряжений для наиболее распространенных в деталях бурового оборудования концентраторов напряжений приведены на рис. 1П—17П приложения. При одинаковых концентраторах значение эффективного коэффициента концентрации напряжений при кручении меньше, чем при изгибе:

$$K_{\tau} = 1 + 0,6 (K_{\sigma} - 1). \quad (III.5)$$

Иногда в одном сечении детали имеется несколько концентраторов, например напрессовка, шпоночный паз и др. В таких случаях наблюдается усиление либо ослабление концентрации напряжений. Указанные явления недостаточно изучены, и поэтому в расчетах эффективного коэффициента концентрации напряжений учитывается влияние наиболее опасного понизителя прочности.

Для повышения сопротивления усталостным разрушениям используются конструктивные и технологические способы упрочнения деталей. Конструктивные способы упрочнения основаны на снижении уровня местных напряжений путем придания деталям рациональной конструктивной формы. Технологическое упрочнение достигается специальными методами обработки деталей при их изготовлении.

Наличие концентраторов напряжений в большинстве случаев обусловлено служебным назначением детали, и полное их устранение оказывается невозможным. В подобных деталях действие концентраторов напряжений можно ослабить разнообразными конструктивными способами, подробное описание которых приводится в технической литературе, посвященной основам конструирования и прочности деталей машин [27, 33].

Из рассмотрения графиков, приведенных на рис. 1П—17П приложения, видно, что значения эффективных коэффициентов концентрации существенно снижаются благодаря рациональным формам и принятым соотношениям размеров в сечениях детали, вызывающих концентрацию напряжений. Для повышения усталостной прочности концентраторы следует размещать на участках детали, испытывающих наименьшие напряжения, если это конструктивно возможно.

В деталях буровых машин наиболее распространенными концентраторами напряжений являются входящие углы ступенчатых деталей, кольцевые выточки, отверстия для установки штифтов или подвода масла, шлицы и шпоночные пазы, наружные и внутренние резьбы, острые кромки и др. Для снижения концентрации напряжений во входящих углах ступенчатых деталей используются различные формы сопряжения ступеней, из которых наиболее просты и распространены галтели. Из графиков на рис. 1П—3П видно, что эффективный коэффициент концентраций

напряжений снижается с уменьшением отношения D/d и увеличением относительного радиуса галтели r/d . Эффективный коэффициент концентрации напряжений возрастает при использовании высокопрочных сталей и увеличении длины бурта.

Разгрузочные кольцевые выточки снижают нагруженность наружных перерезанных резьбой волокон, а также участков вала под ступицей. При этом эффективный коэффициент концентрации напряжений, так же как в предыдущем случае, снижается с уменьшением перепада диаметров и увеличением относительного радиуса выточки (рис. 4П—6П).

Участки деталей, ослабленные отверстием, обычно упрочняют путем увеличения сечений в зоне отверстий. Из графиков на рис. 7П—9П видно, что эффективный коэффициент концентрации напряжения падает с увеличением соотношения диаметров отверстия и вала. Детали с отверстиями упрочняют также скруглением и обжатием кромок и продавливанием отверстия шариком. В результате этого усталостная прочность возрастает на 30—50 %.

При кручении валы и оси с эвольвентными шлицами имеют эффективный коэффициент концентрации напряжений примерно в 1,5 раза меньший, чем валы с прямобочными шлицами (рис. 11П). Эффективный коэффициент концентрации напряжений шпоночных канавок, выполненных дисковой фрезой, больше, чем шпоночных канавок, выполненных пальцевой фрезой (рис. 12П).

В буровых машинах широко распространены пресовые соединения. В табл. III.1 приведены эффективные коэффициенты концентрации напряжений в месте посадки деталей [7].

Значения K_σ в табл. III.1 свидетельствуют о том, что пресовые посадки способны вызвать значительное (до 5 раз и более) снижение усталостной прочности сопрягаемых деталей. Это объясняется концентрацией напряжений и фреттинг-коррозией, вызываемой микросмещениями соединяемых деталей под воздействием внешних переменных нагрузок. Для повышения усталостной прочности соединений применяются различные конструктивные и технологические способы. Наиболее эффективным является снижение контактных давлений на посадочных поверхностях путем увеличения длины и диаметра соединения. Существенный эффект дают и некоторые другие конструктивные способы упрочнения: посадки повышенного класса точности; оптимальное соотношение сечений охватывающей и охватываемой деталей (увеличение толщины стенок одной из деталей снижает напряжения в ней, но одновременно увеличивает напряжения в другой детали); уменьшение сечений ступицы по направлению к торцам; разгружающие кольцевые канавки на валу и ступице [20].

В зубчатых передачах местные напряжения снижаются путем скругления острых углов во впадинах, увеличения податливости зубьев за счет кольцевых проточек под их основанием, при-

Таблица III.1 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_{σ}

Диаметр вала, мм	Посадка		σ_B , МПа						
	по ГОСТ 25346—82 (СТ СЭВ 144—75)	старое обозначение	500	600	700	800	900	1000	1200
30	H7/r6	$\frac{A}{Pr}$	2,50	2,75	3,00	3,25	2,50	3,75	4,25
	H7/k6	$\frac{A}{H}$	1,90	2,05	2,25	2,45	2,60	2,80	3,20
	H7/h6	$\frac{A}{C}$	1,60	1,80	1,95	2,10	2,30	2,45	2,75
50	H7/r6	$\frac{A}{Pr}$	3,05	3,35	3,65	3,95	4,30	4,60	5,20
	H7/k6	$\frac{A}{H}$	2,30	2,50	2,75	3,00	3,20	3,45	3,90
	H7/h6	$\frac{A}{C}$	2,00	2,20	2,40	2,60	2,80	3,00	3,40
100 и более	H7/s6	$\frac{A}{Pr}$	3,30	3,60	3,95	4,25	4,60	4,90	5,60
	H7/k6	$\frac{A}{H}$	2,45	2,70	2,95	3,20	3,45	4,00	4,20
	H7/h6	$\frac{A}{C}$	2,15	3,35	2,55	2,75	3,00	3,20	2,60

менения зубьев с бочкообразным поперечным сечением. Рассмотренные и другие конструктивные способы успешно используются для снижения местных напряжений в резьбовых соединениях, втулочно-роликовых цепях и других конструкциях.

В производстве и ремонте буровых машин и оборудования пользуются разнообразными способами технологического упрочнения. Наиболее распространена объемная закалка, в результате которой прочность углеродистых сталей повышается в 1,5—2 раза, а легированных — в 2—3 раза. Однако, как уже отмечалось, с увеличением прочности существенно снижается ударная вязкость сталей и повышается их чувствительность к концентрациям напряжений. Поэтому повышение прочности сталей свыше некоторого предела малоэффективно для деталей, подвергаемых усталостным разрушениям.

При недостаточной эффективности объемной закалки используется поверхностное упрочнение деталей, которое особенно бла-

гоприятно действует на усталостную прочность деталей из высокопрочных сталей с опасными концентраторами напряжений. Известны следующие методы поверхностного упрочнения:

механические — обкатка роликами или шариками, чеканка, ротационно-ударный наклеп шариками, дробеструйный, гидродробеструйный и гидроабразивный наклеп, дорнование, направленный наклеп и др.;

термические — поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ) — или кислородно-ацетиленовым пламенем; химико-термические — цементация с закалкой, азотирование, цианирование, нитроцементация;

термомеханические — объемный или поверхностный наклеп в сочетании с поверхностной закалкой.

Большая роль в развитии теории и внедрении методов поверхностного упрочнения принадлежит ЦНИИТмашу. Повышение усталостной прочности при поверхностном упрочнении главным образом обусловлено возникновением остаточных сжимающих напряжений вследствие пластической деформации (наклепа) либо структурных изменений в поверхностных слоях детали. В сердцевине детали под упрочненным слоем развиваются реактивные растягивающие напряжения, имеющие незначительную величину вследствие сравнительно большой разницы площадей сечения сердцевины и упрочненного слоя детали.

Остаточные напряжения сжатия ослабляют действие рабочих растягивающих напряжений в наиболее опасных наружных участках и, следовательно, способствуют повышению сопротивления детали усталостному разрушению. Эффективность упрочняющей технологии может быть оценена экспериментально путем измерения остаточных напряжений или испытаний деталей в эксплуатационных условиях. Отношение предела выносливости упрочненных образцов к пределу выносливости неупрочненных называют коэффициентом влияния поверхностного упрочнения:

$$K_v = \sigma_{-1y} / \sigma_{-1}, \quad (\text{III.6})$$

где σ_{-1y} , σ_{-1} — предел выносливости образцов соответственно упрочненных и неупрочненных.

Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения зависят от механических свойств материала деталей, наличия в них концентраторов напряжений, а также режимов упрочнения деталей. Предельные значения коэффициентов упрочнения для деталей гладких и с концентраторами напряжений приведены в табл. III.2 [7, 33].

В производстве буровых машин и оборудования наиболее распространенными методами упрочнения деталей являются поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты и обкатывание роликами. Этому способствуют технологические преимущества указанных методов, в числе которых следует выделить их высокую производительность, возможность получения чистой поверхности и удобство встраивания в поточную линию производ-

Т а б л и ц а III.2 Значения коэффициента, учитывающего поверхностное упрочнение

Способ поверхностного упрочнения	Коэффициент упрочнения, K_u	
	для гладких деталей	для деталей с концентрацией напряжений
Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ и газовым пламенем (поверхности зубьев зубчатых колес, цепных звездочек, муфт, шлицев, тормозных и канатных шкивов и других деталей из средне- и высокоуглеродистых и цементируемых сталей)	1,2—1,5	1,6—2,5
Химико-термическая обработка (цементация, азотирование, цианирование и т. д.)	1,1—1,3	1,3—2,5
Механическое упрочнение (наклеп обдувкой дробью, обкаткой роликами и т. д.)	1,1—1,4	1,3—2,2

ства. Цементация требует большей длительности и поэтому является менее производительным способом упрочнения.

Технологические способы упрочнения в сочетании с конструктивными — важный резерв повышения прочности и долговечности буровых машин и оборудования.

§ 4. МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Расчеты на прочность выполняются с целью определения размеров и формы деталей машин, исключающих возможность их поломки и недопустимых деформаций в условиях нормальной эксплуатации. Различают проектные и проверочные расчеты на прочность.

Проектные расчеты служат для определения наиболее характерных размеров, необходимых для начала проектирования детали. Полученные в результате проектных расчетов размеры только в простейших случаях могут оказаться окончательными. В большинстве же случаев размеры и форма деталей изменяются при дальнейшем их согласовании с конструктивными требованиями проектируемой машины и действующими стандартами. Окончательные размеры, форма опасных сечений, шероховатость поверхности и другие факторы, влияющие на конструкционную прочность детали, определяются при детализовке проектируемой машины.

Проверочные расчеты, позволяющие оценить конструкционную прочность детали путем сопоставления расчетных запасов прочности с допустимыми, выполняются при детализовке машины. Если расчетные запасы прочности оказываются меньше допустимых, вносятся необходимые конструктивные и технологические изменения, повышающие прочность рассчитываемой детали.

За последние годы проделана большая работа по совершенствованию методов прочностных расчетов, в результате которой

разработаны отраслевые нормы и правила расчета на прочность бурильных и обсадных труб, талевых канатов, втулочно-роликовых цепей, подшипников, валов и других деталей буровых машин и оборудования. Это позволило ускорить проектирование и одновременно устранить или повысить прочностные лимиты наиболее ответственных деталей и узлов буровых машин и оборудования.

Применяемые методы прочностных расчетов имеют так называемый детерминистический характер, так как основаны на предположении, что расчетные нагрузки и параметры прочности имеют определенную (детерминированную) величину. Между тем нагрузки являются случайными функциями времени, а параметры прочности изменяются в определенных пределах, зависящих от однородности материала деталей, стабильности технологии изготовления и других факторов. Поэтому детерминистические методы прочностных расчетов в ряде случаев недостаточны.

Более эффективны вероятностные методы расчета на прочность, распространенные в строительной механике и некоторых других областях техники. В этих расчетах нагрузки и прочностные свойства задаются законами их распределения, полученными на основе статистической информации, а запасы прочности устанавливаются в зависимости от планируемого уровня безотказной работы. Использование вероятностных методов прочностных расчетов затрудняется из-за отсутствия или недостаточного объема статистической информации, необходимой для выявления законов распределения нагрузок и прочности деталей буровых машин и оборудования.

Дальнейшее развитие методов прочностных расчетов буровых машин и оборудования связано с разработкой программ для вычислительных машин. С целью успешного решения этой задачи необходимо постоянно совершенствовать применяемые методы расчета, исходные зависимости которых являются общими для ручных и машинных расчетов. Важно отметить значение табличных методов расчета, используемых при ручном расчете. Овладение табличным методом способствует развитию операционного мышления и является необходимой предпосылкой разработки программ для вычислительных машин.

§ 5. РАСЧЕТЫ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

На статическую прочность рассчитывают детали, испытывающие постоянные либо медленно возрастающие нагрузки. Условия статической прочности в проектных расчетах имеют вид:

$$\sigma \leq \sigma_{np} / [S_{\sigma}] = [\sigma]; \quad \tau \leq \tau_{np} / [S_{\tau}] = [\tau]. \quad (III.7)$$

В проверочных расчетах прочность деталей определяется по условиям:

$$S_{\sigma} = \sigma_{np} / \sigma \geq [S_{\sigma}]; \quad S_{\tau} = \tau_{np} / \tau \geq [S_{\tau}]. \quad (III.8)$$

Здесь σ , τ — максимальные нормальные и касательные напряжения; $\sigma_{пр}$, $\tau_{пр}$ — предельные напряжения $[S_\sigma]$, $[S_\tau]$ — допускаемые (нормируемые) коэффициенты запаса прочности; $[\sigma]$, $[\tau]$ — допускаемые напряжения; S_σ , S_τ — действительные коэффициенты запаса прочности.

Расчетные напряжения определяются по наибольшим нагрузкам. Для деталей вертлюга и других устройств, расположенных между крюком и подъемным валом лебедки, расчетные нагрузки определяют, исходя из допускаемой паспортной нагрузки на крюке. Детали, расположенные между подъемным валом и двигателями буровой лебедки, рассчитываются по максимальным крутящим моментам и нагрузкам, создаваемым действием привода подъемного механизма. Детали ротора и его трансмиссии рассчитываются по наибольшим значениям статической нагрузки и крутящего момента, заданным для стола ротора.

Детали механической части буровых насосов рассчитываются по величине максимального крутящего момента, создаваемого приводом насоса. Расчет деталей гидравлической части буровых насосов ведется по заданному максимальному давлению. Расчетные напряжения деталей насоса определяются с учетом коэффициента перегрузки, принимаемого равным 1,7—2,5 (см. гл. XIV).

Максимальные расчетные напряжения в зависимости от напряженно-деформированного состояния детали определяются по известным формулам:

при растяжении и сжатии

$$\sigma_p = \pm P_z/F,$$

где P_z — продольная (нормальная) сила растяжения (+) или сжатия (—), действующая в рассматриваемом сечении; F — расчетная площадь сечения;

при сдвиге

$$\tau_x = P_x/F; \quad \tau_y = P_y/F,$$

где P_x , P_y — поперечные силы;

при смятии

$$\sigma_{см} = P/F_{см},$$

где P — действующая сила; $F_{см}$ — площадь смятия;

при изгибе

$$\sigma = M_{изг}/W_{изг},$$

где $M_{изг}$ — изгибающий момент в рассматриваемом сечении;

$W_{изг}$ — осевой (экваториальный) момент сопротивления сечения;

при кручении

$$\tau = M_k/W_k,$$

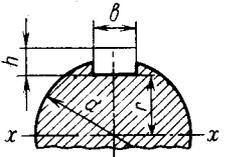
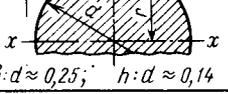
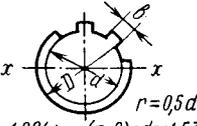
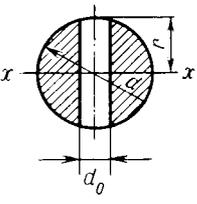
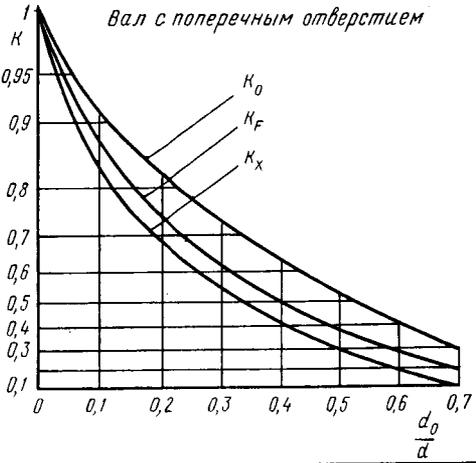
где M_k — крутящий момент в рассматриваемом сечении; W_k — полярный момент сопротивления сечения.

Формулы для расчета площади и моментов сопротивления наиболее распространенных видов поперечного сечения валов и осей приведены в табл. III.3.

Для ответственных деталей обычно используются пластичные материалы и в качестве предельного напряжения принимается предел текучести. Для хрупких материалов предельное напряжение характеризуется пределом прочности.

Конструкционные материалы делят на пластичные и хрупкие по результатам испытаний на разрыв и удар [7]:

Таблица III.3 Геометрические характеристики основных видов сечений валов и осей

Сечения (r —расстояние до опасной точки, d —расчетный диаметр)	Площадь сечения $F = K_F \frac{\pi d^2}{4}$	Момент сопротивления	
		При изгибе (энварийальный) $W_{из} = K_x \frac{\pi d^3}{32}$	При кручении (полярный) $W_k = K_0 \frac{\pi d^3}{16}$
	Коэффициенты		
	K_F	K_x	K_0
 $\theta: d \approx 0,25; \quad h: d \approx 0,14$	Вал с одним шпоночным пазом		
	0,98	1,08	1,12
 $\theta: d \approx 0,25; \quad h: d \approx 0,14$	Вал с двумя шпоночными пазами		
	0,95	1,00	1,08
 $D: d \approx 1,094; \quad (z \cdot \theta): d \approx 1,53$	1,10	1,20	1,20
	Вал с поперечным отверстием		
			

Коэффициент	$\delta, \%$	$\psi, \%$	$a_n, 10 \text{ кДж/м}^2$
Пластичные материалы	≥ 6	≥ 10	≥ 50
Хрупкие »	≤ 3	≤ 6	≤ 30

Примечание. δ — относительное удлинение; ψ — относительное сужение; a_n — ударная вязкость.

При действии постоянных нагрузок концентрация напряжений не снижает прочности деталей из пластичных материалов, так как местные пластические деформации способствуют перераспределению и выравниванию напряжений в сечениях детали. В результате пластического течения в зонах концентрации напряжений наблюдается некоторое упрочнение материала. В связи с этим детали из пластичных материалов рассчитывают на статическую прочность по номинальным напряжениям. Детали из малопластичных материалов однородной структуры (легированные стали, стали, работающие при низких температурах) рассчитывают с учетом концентрации напряжений, вызывающих снижение прочности детали. Условие прочности при этом принимает вид:

$$\sigma \leq \sigma_{\text{пр}}/K_{\sigma s}[S] = [\sigma] \text{ или } S = \sigma_{\text{пр}}/K_{\sigma s}\sigma \geq [S], \quad (\text{III.9})$$

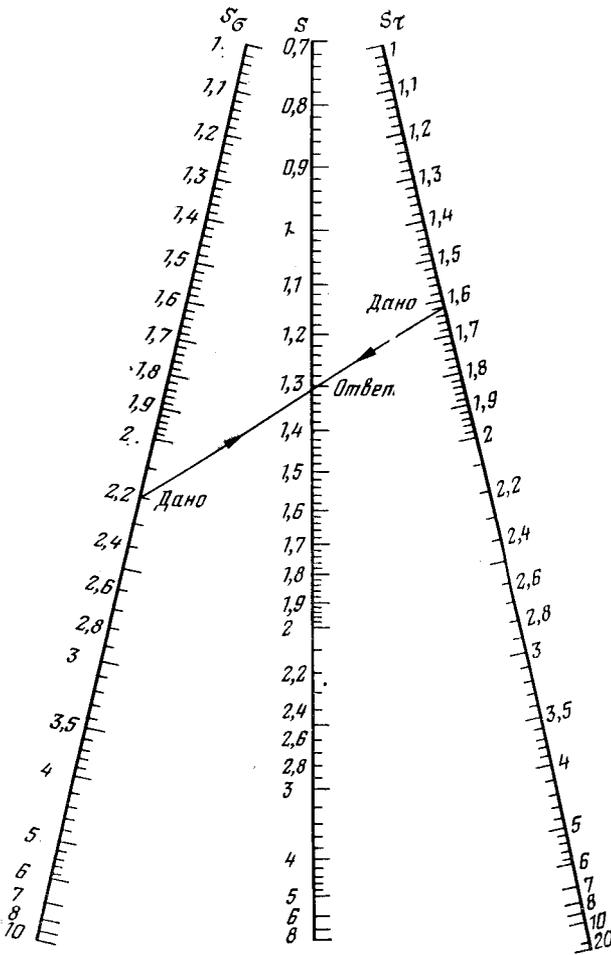
где $K_{\sigma s}$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений при статическом нагружении.

В первом приближении значение $K_{\sigma s}$ принимается равным эффективному коэффициенту концентрации напряжений, используемому в расчетах на выносливость. Для хрупких материалов неоднородной структуры (чугун), обладающих пониженной чувствительностью к концентрации напряжений, расчет ведется по номинальным напряжениям.

Коэффициенты запаса прочности, выражающие отношение предельных напряжений к действующим, определяют прочность и экономичность конструкции. Необоснованное завышение допускаемого коэффициента запаса прочности может привести к созданию неэкономичной конструкции и недостаточно прочной при заниженном его значении. Известны различные способы назначения коэффициента запаса прочности. Наиболее достоверные значения его могут быть определены на основе накопленного опыта проектирования и эксплуатации одинаковых либо подобных деталей.

Согласно этому методу, разрабатываются нормы расчета и соответствующие им значения допускаемых коэффициентов запаса прочности. Для некоторых типовых элементов бурового оборудования (приводные роликовые цепи, талевые канаты, бурильные и обсадные трубы, валы и др.) нормативные коэффициенты запаса прочности приведены в табл. IП приложения и последующих разделах, посвященных рассмотрению отдельных видов бурового оборудования. При отсутствии нормативных данных коэффициенты запаса прочности назначаются с учетом однородности материала, ответственности детали и точности расчета. Согласно принятой в общем машиностроении методике, минимально допускаемые

Рис. III.1. Номограмма для определения общего коэффициента запаса прочности



значения запасов прочности определяются в зависимости от степени пластичности материала, характеризуемой отношением σ_T/σ_B :

σ_T/σ_B	0,45—0,55	0,55—0,7	0,7—0,9
$[S_T]$	1,2—1,5	1,4—1,7	1,7—2,6

Если действительные нагрузки и напряжения вычислены недостаточно точно, запасы прочности следует увеличить в 1,2—1,5 раза [7]. Детали из малопластичных и хрупких материалов рассчитывают по пределу прочности, а минимально допустимые значения запаса прочности определяют в зависимости от однородности, степени хрупкости и остаточной напряженности используемых материалов.

Для деталей из однородных хрупких материалов (ударная вязкость $a_n = 200 \div 300$ кДж/м²) запас прочности $[S_B] = 2 \div 3$;

для неоднородных хрупких материалов ($a_n = 50 \div 200$ кДж/м²) при умеренных остаточных напряжениях запас прочности $[S_b] = 3 \div 4$;

для весьма неоднородных и хрупких материалов ($a_n < 50$ кДж/м²) запас прочности $[S_b] = 4 \div 6$.

В случае недостаточной достоверности расчетов, и особенно при приближенной оценке уровня динамических нагрузок, указанные значения запасов прочности следует увеличить в 1,5—2 раза.

При совместном действии нормальных и касательных напряжений (например, совместном изгибе и кручении) расчеты на прочность выполняются по эквивалентным напряжениям, определяемым согласно известным гипотезам прочности. В расчетах бурового оборудования обычно пользуются гипотезой наибольших касательных напряжений, согласно которой общий коэффициент запаса прочности

$$S = S_\sigma S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2} \geq [S]. \quad (\text{III.10})$$

На рис. III.1 приведена номограмма для определения общего коэффициента запаса прочности в зависимости от частных его значений по нормальным и касательным напряжениям.

Пример. Дано: $S_\sigma = 2,2$; $S_\tau = 1,62$.

Ответ: по номограмме находим $S = 1,3$.

§ 6. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ

Переменные напряжения в деталях машин различаются по виду циклов и характеру изменения цикла во времени. Циклом напряжений называют совокупность последовательных значений напряжений за один период их изменения при регулярном нагружении. На рис. III.2 показаны различные виды циклов переменных напряжений, характеризующиеся следующими параметрами:

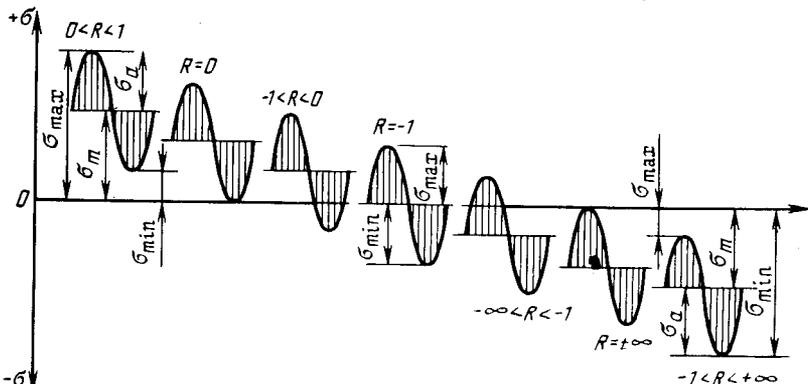


Рис. III.2. Виды циклов напряжений и соответствующие им значения коэффициентов асимметрии

среднее напряжение цикла, выражающее постоянную (положительную или отрицательную) составляющую цикла напряжений:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2; \quad (\text{III.11})$$

амплитуда напряжений цикла, выражающая наибольшее положительное значение переменной составляющей цикла напряжений:

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 \quad (\text{III.12})$$

где σ_{\max} и σ_{\min} — максимальное и минимальное напряжения цикла, соответствующие наибольшему и наименьшему напряжениям цикла.

Отношение минимального напряжения цикла к максимальному называют коэффициентом асимметрии цикла напряжений:

$$R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}. \quad (\text{III.13})$$

Симметричным называется цикл, когда максимальное и минимальное напряжения равны по абсолютному значению и противоположны по знаку. Симметричный цикл является знакопеременным и имеет следующие параметры: $\sigma_a = \sigma_{\max} = \sigma_{\min}$; $\sigma_m = 0$; $R = -1$. Наиболее распространенный пример симметричного цикла напряжений — изгиб вращающегося вала (изгиб при вращении). Пределы выносливости, соответствующие симметричному циклу, имеют индекс «-1» (σ_{-1} ; τ_{-1}).

Асимметричным называется цикл, у которого максимальное и минимальное напряжения имеют разные абсолютные значения. Для асимметричного цикла напряжений $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$; $\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$; $R \neq -1$. Асимметричные циклы напряжений относятся к знакопеременным, если напряжения изменяются по значению и по знаку. Цикл напряжений, изменяющихся только по абсолютному значению, называется знакопостоянным. Пределы выносливости, соответствующие асимметричному циклу, обозначаются индексом «R» (σ_R ; τ_R).

Характерным асимметричным циклом является отнулевой цикл напряжений, к которому относятся знакопостоянные циклы напряжений, изменяющиеся при растяжении от нуля до максимума ($\sigma_{\min} = 0$) или при сжатии — от нуля до минимума ($\sigma_{\max} = 0$). При растяжении отнулевой цикл напряжений характеризуется следующими параметрами: $\sigma_m = \sigma_a = \sigma_{\max}/2$; $R = 0$. Предел выносливости отнулевого цикла обозначается индексом «0» (σ_0 , τ_0). Отнулевые циклы напряжений возникают в зубьях шестерен и цепных звездочек, которые в процессе работы нагружаются при входе в зацепление и полностью разгружаются при выходе из него.

Сопротивление усталости зависит не только от вида действующих циклов напряжений, но и от характера изменения напряжений во времени. При стационарном нагружении значения амплитуды и среднего напряжения цикла остаются неизменными во времени. Буровые машины и оборудование, как уже отмечалось, преимущественно работают при нестационарном нагружении,

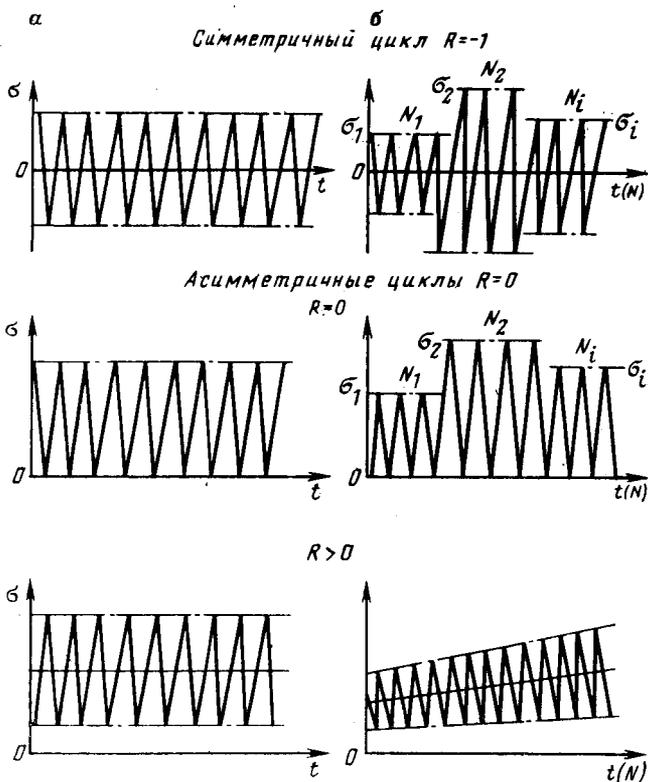


Рис. III.3. Характер изменения переменных напряжений:
 а — стационарный режим; б — нестационарный режим

обусловленном спецификой технологических процессов. Амплитуда и среднее напряжение циклов могут иметь ступенчатый либо непрерывный характер изменения (рис. III.3).

Количественные характеристики сопротивляемости материала действию переменных напряжений определяют путем испытания на усталость 15—20 одинаковых образцов диаметром 7—10 мм, имеющих полированную поверхность. Испытания проводят при разных уровнях напряжений. По полученным результатам строят график кривой усталости (рис. III.4, а). По оси ординат графика откладывают максимальное напряжение или амплитуду напряжений цикла, при которых испытывался данный образец, а по оси абсцисс — число циклов N перемен напряжений, которое образец выдержал до разрушения. Полученная кривая характеризует зависимость между напряжениями и циклической долговечностью одинаковых образцов при постоянных среднем напряжении цикла либо коэффициенте асимметрии цикла.

Для большинства сталей при испытаниях на воздухе кривая усталости, начиная с числа циклов $N \approx 10^6 \div 10^7$, становится гори-

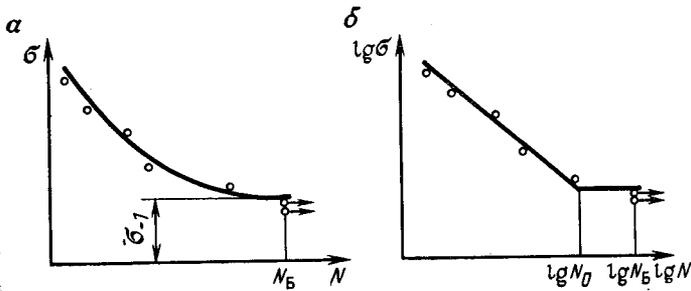


Рис. III.4. Кривые усталости, полученные по результатам испытаний образцов

зонтальной и образцы, выдержавшие указанное число циклов, не разрушаются при дальнейшем практически неограниченном увеличении числа циклов нагружения. Поэтому испытания стальной прекращают при достижении 10 млн. циклов, составляющих базу испытаний N_6 . Максимальное по абсолютному значению напряжение цикла, при котором еще не происходит усталостное разрушение до базы испытаний, называют пределом выносливости. Для надежной оценки предела выносливости число неразрушившихся образцов при данном уровне переменных напряжений должно быть не менее шести.

Наиболее простыми и поэтому более распространенными являются испытания на усталость при симметричном цикле напряжений (круговой изгиб). Испытания на усталость при асимметричном цикле напряжений проводят на специальных испытательных машинах. Кривые усталости, построенные в логарифмических координатах (рис. III.4, б), представляют собой наклонную и горизонтальную прямые. Для расчетов на прочность левую наклонную часть кривой усталости представляют в виде

$$\sigma^m N = \sigma_{-1}^m N_0, \quad (\text{III.14})$$

где σ — действующее напряжение; m — показатель наклона кривой усталости; N — число циклов напряжений, выдержанных до усталостного разрушения (циклическая долговечность); σ_{-1} — предел выносливости; N_0 — число циклов, соответствующее точке перелома кривой усталости, представляемой двумя прямыми линиями.

Величина N_0 в большинстве случаев колеблется в пределах 10^6 — $3 \cdot 10^6$ циклов. В расчетах на прочность при переменных напряжениях, когда отсутствуют данные усталостных испытаний, можно принять в среднем $N = 2 \cdot 10^6$ циклов [33].

Показатель наклона кривой усталости

$$m = (\lg N_2 - \lg N_1) / (\lg \sigma_1 - \lg \sigma_2) = \text{ctg} \alpha \quad (\text{III.15})$$

для деталей изменяется от 3 до 20, причем с ростом эффективного

Т а б л и ц а III.4

Вид расчета или рассчитываемая деталь	m	N_0
На изгиб, кручение, растяжение-сжатие	9	10^7
Цепи втулочно-роликовые для буровых установок	4	$5 \cdot 10^6$
Подшипники качения	3	10^6
На контактную прочность зубчатых колес	3	10^7

Т а б л и ц а III.5

Вид нагружения	Стальные прокат и поковня	Стальное литье
Изгиб	$\sigma_{-1} = 0,47\sigma_B$	$\sigma_{-1} = 0,38\sigma_B$
Растяжение-сжатие	$\sigma_{-1p} = 0,35\sigma_B$	$\sigma_{-1p} = 0,28\sigma_B$
Кручение	$\tau_{-1} = 0,27\sigma_B$	$\tau_{-1} = 0,22\sigma_B$

коэффициента концентрации напряжений замечена тенденция к снижению m . Приблизительно можно принять [33]:

$$mK_\sigma = c, \quad (III.16)$$

где $c = 12$ — для сварных соединений; $c = 12 \div 20$ — для деталей из углеродистых сталей; $c = 20 \div 30$ — для деталей из легированных сталей.

Рекомендуемые значения показателя m и число циклов N_0 , соответствующее точке перелома кривой усталости, приведены в табл. III.4.

Из уравнения кривой усталости определяется циклическая долговечность N при действии напряжений σ , превышающих предел усталости σ_{-1} :

$$N = (\sigma_{-1}/\sigma)^m N_0. \quad (III.17)$$

Значения пределов выносливости, полученные в результате испытаний на усталость, даются в справочниках по машиностроительным материалам. Соотношения между пределами прочности и выносливости, установленные на основе статистических данных, приведены в табл. III.5.

Предел выносливости деталей ниже предела выносливости стандартных лабораторных образцов, используемых при испытаниях машиностроительных материалов на усталость. Снижение предела выносливости обусловлено влиянием концентрации напряжений, а также абсолютных размеров поперечного сечения и состояния поверхности деталей. Значения предела выносливости деталей определяются путем натурных испытаний либо по справочным расчетно-экспериментальным данным, устанавливающим влияние указанных факторов на сопротивление деталей усталости.

Натурными испытаниями обычно пользуются для определения пределов выносливости широко распространенных стандартных изделий и отдельных наиболее ответственных узлов и деталей. Так, на основе натурных испытаний установлены пределы выносливости бурильных труб, втулочно-роликовых цепей буровых установок, талевых канатов, подшипников и некоторых других стандартных изделий, применяемых в буровых машинах и оборудовании. В связи со сложностью натурных испытаний на усталость в практических расчетах на прочность преимущественно пользуются расчетно-экспериментальными данными, на основе которых предел выносливости детали определяется из выражения

$$\sigma_{-1d} = \sigma_{-1}/K, \quad (\text{III.18})$$

где σ_{-1d} — предел выносливости детали; σ_{-1} — предел выносливости стандартных лабораторных образцов из материала детали; K — коэффициент снижения предела выносливости:

$$K = (K_\sigma + K_F - 1)/K_d K_v. \quad (\text{III.19})$$

Здесь K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; K_F — коэффициент влияния шероховатости поверхности; K_d — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения; K_v — коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений и коэффициентов влияния поверхностного упрочнения, полученные по расчетно-экспериментальным данным, приведены в приложениях на рис. 1П—17П и в табл. III.1 и III.2.

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения определяется отношением предела выносливости гладких образцов диаметром d к пределу выносливости гладких лабораторных образцов диаметром 7—10 мм:

$$K_d = \sigma_{-1d}/\sigma_{-1}, \quad (\text{III.20})$$

где σ_{-1d} — предел выносливости гладкого образца (детали) диаметром d ; σ_{-1} — предел выносливости материала, определяемый на стандартных гладких образцах диаметром 7—10 мм.

Опытные данные показывают, что с увеличением поперечных размеров предел выносливости детали снижается. Это объясняется статистической теорией усталостных разрушений, согласно которой при увеличении размеров возрастает вероятность наличия в деталях внутренних дефектов в зонах повышенных напряжений — масштабный эффект. Проявлению масштабного эффекта способствуют ухудшение однородности материала, а также трудность контроля и обеспечения стабильности процессов изготовления деталей больших размеров. Масштабный эффект зависит главным образом от поперечных размеров и в меньшей мере от длины детали.

В литых деталях и материалах, имеющих неметаллические включения, поры и другие внутренние и внешние дефекты, масштабный эффект проявляется больше. Легированные стали более



Рис. III.5. График для определения коэффициента влияния абсолютных размеров сечения: 1 — углеродистая сталь; 2 — легированная сталь

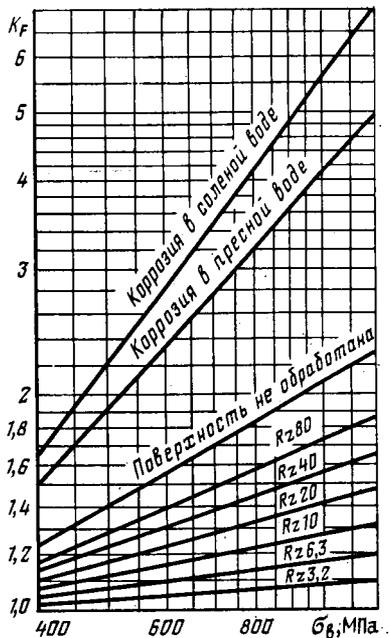


Рис. III.6. График для определения коэффициента K_F , учитывающего влияние состояния поверхности детали и рабочей среды на ее выносливость (R_z — шероховатость поверхности)

чувствительны к внутренним и внешним дефектам, и поэтому для них влияние абсолютных размеров проявляется значительно, чем для углеродистых сталей. В расчетах на прочность значения коэффициентов влияния абсолютных размеров поперечного сечения выбираются по графику (рис. III.5).

Шероховатость поверхности, окалины и коррозия существенно влияют на сопротивление усталости. На рис. III.6 показан экспериментальный график, характеризующий изменение предела выносливости деталей при различном качестве обработки и состоянии поверхности. Коэффициент влияния шероховатости определяется отношением предела выносливости гладких образцов с поверхностью не грубее $R_a=0,32$ по ГОСТ 2789—73 к пределу выносливости образцов с данной шероховатостью поверхности:

$$K_F = \sigma_{-1} / \sigma_{-1n}, \quad (III.21)$$

где σ_{-1} — предел выносливости тщательно полированных образцов; σ_{-1n} — предел выносливости образцов с данной шероховатостью поверхности.

Согласно опытным данным, влияние состояния поверхности на предел выносливости возрастает с увеличением предела прочности сталей. Окалина и коррозия поверхности вызывают наибольшее снижение предела выносливости, поэтому при использовании высокопрочных легированных сталей детали должны иметь тщательно отшлифованную или полированную поверхность. В против-

ном случае применение дорогих легированных сталей может оказываться малоэффективным.

Например, установлено, что при грубом шлифовании предел выносливости детали из стали с пределом прочности 1500 МПа оказывается таким же, как у стали с пределом прочности 750 МПа. Влияние состояния поверхности детали на сопротивление усталости обусловлено высоким уровнем напряжений от изгиба и кручения в наружных зонах детали и ослаблением поверхностного слоя вследствие его шероховатости и разрушения кристаллических зерен при резании.

По аналогичным формулам определяются пределы выносливости деталей при действии касательных напряжений.

Условия прочности при симметричном цикле переменных напряжений имеют вид:

при действии нормальных напряжений

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1д} / \sigma_a \geq [n_{\sigma}]; \quad (III.22)$$

при действии касательных напряжений

$$n_{\tau} = \tau_{-1д} / \tau_a \geq [n_{\tau}], \quad (III.23)$$

где n_{σ} , n_{τ} — коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям; $\sigma_{-1д}$, $\tau_{-1д}$ — пределы выносливости детали; σ_a , τ_a — амплитуды переменных напряжений; $[n_{\sigma}]$, $[n_{\tau}]$ — минимально допустимое значение запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям.

При двухосном напряженном состоянии, возникающем в случае одновременного изгиба и кручения или растяжения-сжатия и кручения, запас прочности в расчетном сечении определяется из выражения

$$n = n_{\sigma} n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2} \geq [n]. \quad (III.24)$$

Минимально допустимое значение запаса прочности зависит от точности выбора расчетных нагрузок и полноты учета конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, влияющих на предел выносливости детали. В расчетах буровых машин и оборудования на выносливость минимально допустимые значения запасов прочности регламентируются отраслевыми нормами, указанными в табл. 2П приложения. При отсутствии отраслевых норм принимают допустимые запасы прочности $[n] = 1,3 \div 1,5$.

При действии асимметричных циклов детали рассчитывают на прочность на основе диаграммы предельных напряжений цикла (рис. III.7), характеризующей зависимость между предельными напряжениями и средними напряжениями цикла для заданной долговечности. Диаграмма строится по экспериментальным значениям пределов выносливости, полученным для различных средних

напряжений цикла. Это требует длительных испытаний по специальной программе. В практических расчетах используются более простые схематизированные диаграммы предельных напряжений, которые строят по экспериментальным значениям предела выносливости симметричного и отнулевого циклов и пределу текучести выбранного материала.

На диаграмме предельных напряжений точка A ($0, \sigma_{-1}$) соответствует пределу выносливости симметричного цикла, точка B ($\sigma_0/2; \sigma_0$) — пределу выносливости отнулевого цикла напряжений. Прямая, проходящая через эти точки, определяет максимальные предельные напряжения циклов в зависимости от среднего напряжения. Напряжения ниже уровня ABC не вызывают разрушения при числе циклов N_0 , соответствующем базе испытаний. Точки, лежащие выше прямой ABC , характеризуют циклы напряжений, при которых разрушение происходит при числе циклов $N < N_0$.

Прямая ABC , ограниченная в верхней части пределом текучести σ_T , т. е. сопротивлением пластическим деформациям, называется линией предельных напряжений. Она выражается уравнением прямой, проходящей через две точки A и B с координатами $(0, \sigma_{-1})$ и $(\sigma_0/2; \sigma_0)$:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{-1} + \frac{\sigma_0 - \sigma_{-1}}{\sigma_0/2} \sigma_m = \sigma_{-1} + \left(1 - \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}\right) \sigma_m.$$

Обозначив, $(2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0 = \psi_\sigma$, получим

$$\sigma_{\max} = \sigma_{-1} + (1 - \psi_\sigma) \sigma_m. \quad (III.25)$$

При действии касательных напряжений формула (III.25) примет вид

$$\tau_{\max} = \tau_{-1} + (1 - \psi_\tau) \tau_m. \quad (III.26)$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ характеризуют чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при действии нормальных и касательных напряжений. Для циклов с небольшой асимметрией [примерно до $\sigma_m = (0,4 - 0,5) \sigma_b$] значения этих коэффициентов можно принимать по табл. III.6 [33].

Если на диаграмме провести из начала координат прямую под углом 45° (биссектрису координатного угла), то отрезок $OB' =$

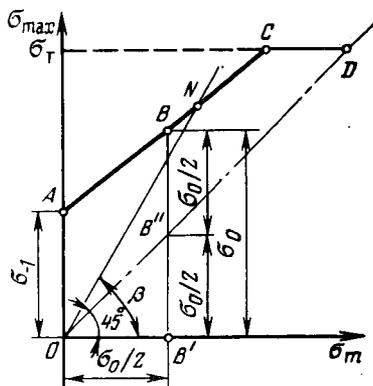


Рис. III.7. Схематизированная диаграмма предельных напряжений цикла

Т а б л и ц а III.6

Вид деформации	Предел прочности σ_b , МПа				
	350—550	520—750	700—1000	1000—1200	1200—1400
Изгиб и растяжение ($\Phi\sigma$)	0	0,05	0,1	0,2	0,25
Кручение ($\Phi\tau$)	0	0	0,05	0,1	0,15

$= BB' - BB''$ будет соответствовать среднему напряжению, а отрезок BB'' — предельной амплитуде цикла

$$\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_m = \sigma_{-1} + (1 - \psi_\sigma) \sigma_m - \sigma_m = \sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m, \quad (\text{III.27})$$

где σ_a — предельная амплитуда цикла, т. е. амплитуда напряжения, соответствующая пределу выносливости при заданном среднем напряжении цикла.

При увеличении среднего напряжения цикла σ_m предел выносливости σ_{\max} возрастает, а предельная амплитуда цикла σ_a уменьшается. Степень ее уменьшения зависит от чувствительности материала к асимметрии цикла, характеризуемой коэффициентом ψ_σ .

Циклы, имеющие одинаковые коэффициенты асимметрии, называются подобными и обозначаются на диаграмме предельных напряжений точками, лежащими на одном луче, проведенном под соответствующим углом β . Это видно из формулы

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m} = \frac{2\sigma_{\max}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{2}{1 + R}.$$

Экспериментально установлено, что отношение предельных амплитуд гладких образцов и образцов с концентрацией напряжений не зависит от среднего напряжения цикла. Согласно этому, коэффициенты концентрации напряжений принимаются одинаковыми для симметричных и асимметричных циклов, а продольная амплитуда напряжений для детали определяется по формуле

$$\sigma_{ад} = \frac{\sigma_a}{K} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m}{K}. \quad (\text{III.28})$$

Максимальное предельное напряжение асимметричных циклов

$$\sigma_{\max д} = \sigma_{ад} + \sigma_m = \sigma_m + \frac{\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m}{K},$$

или

$$\sigma_{\max д} = \frac{\sigma_{-1}}{K} + \left(1 - \frac{\psi_\sigma}{K}\right) \sigma_m.$$

Диаграмма предельных напряжений детали, показанная на рис. III.8, используется для определения запасов прочности. Пусть

напряжения (σ_{\max} , σ_a , σ_m) действуют на деталь в точке M . Если ожидаемые перегрузки соответствуют условию простого нагружения, т. е. происходят при постоянной степени асимметрии ($R = \text{const}$), то предельное напряжение для рассматриваемого цикла будет в точке N и запас прочности

$$n_{\sigma} = \frac{NN'}{MM'} = \frac{N}{MM''} = \frac{N'N''}{M'M} = \\ = \frac{\sigma_{ад}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{Rд}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{тд}}{\sigma_m}$$

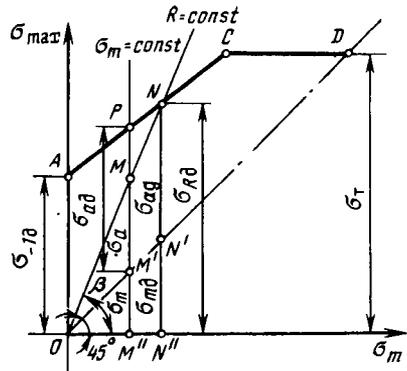


Рис. III.8. К определению коэффициента запаса прочности детали графическим способом

В результате совместного решения уравнений линий предельных напряжений AC и ON определяются ордината точки N и запас прочности при действии нормальных напряжений

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_a + \psi_{\sigma д}\sigma_m} \quad (III.29)$$

Аналогично при действии касательных напряжений

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1д}}{\tau_a + \psi_{\tau д}\tau_m} \quad (III.30)$$

Если при перегрузках среднее напряжение не изменяется ($\sigma_m = \text{const}$), а амплитуда растет, т. е. рабочие напряжения возрастают по прямой $M''P$, то запас прочности

$$n_{\sigma} = \frac{PM'}{MM'} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_{\sigma}\sigma_m}{K\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1д} - \psi_{\sigma д}\sigma_m}{\sigma_a} \quad (III.31)$$

Детали буровых машин обычно работают в условиях простого нагружения и запас прочности следует рассчитывать по формулам (III.29) и (III.30). При совместном действии нормальных и касательных напряжений запас прочности определяется по формуле (III.24).

Расчеты на выносливость при нестационарном нагружении базируются на следующих предположениях [13]. Пусть нагрузки P_1, P_2, \dots, P_i (или напряжения $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$) действуют соответственно в течение $N_1, \dots, N_3, \dots, N_i$ циклов нагружения (рис. III.9). Отношение фактического числа циклов N_i действия некоторого напряжения σ_i к числу циклов N_j , при котором образец разрушается под действием того же напряжения σ_i , называют цикловым отношением. Согласно гипотезе о суммировании усталостных повреждений, действие каждой группы нагрузок не зависит от порядка их чередования и одинаковые цикловые отношения различных по величине перегрузок вызывают одинаковую степень

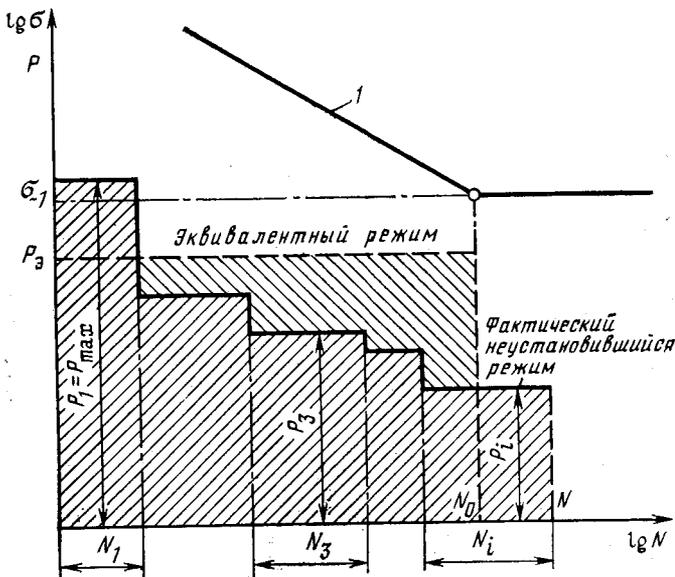


Рис. III.9. Расчетная схема приведения нестационарного режима нагружения к эквивалентному стационарному

усталостного повреждения. В предположении линейного накопления усталостных повреждений

$$\Sigma (N_i / N_j) = a, \quad (\text{III.32})$$

где a — экспериментально устанавливаемый коэффициент, принимаемый (в запас) равным единице.

При принятых обозначениях уравнение кривой выносливости I (рис. III.9) имеет вид:

$$\sigma_i^m N_j = \sigma_R^m N_0 = \text{const}, \quad (\text{III.33})$$

где σ_R — предел выносливости при базовом числе циклов N_0 .

На основе принятых предположений нестационарное нагружение заменяют некоторым эквивалентным стационарным нагружением, действие которого эквивалентно фактическому нестационарному нагружению. В практике применяются различные варианты приведения нестационарного нагружения к эквивалентным стационарным нагружениям.

Любую из действующих нагрузок P_i (чаще P_{\max}) или вызываемое ею напряжение σ_i (σ_{\max}) принимают постоянной, действующей в течение соответствующего уровню нагружения так называемого эквивалентного числа циклов N_s . Тогда, принимая, например,

напряжение равным σ_{\max} , на основании формул (III.32) и (III.33) получим ($a=1$)

$$\Sigma \sigma_i^m N_i = \sigma_R^m N_0 = \sigma_{\max}^m N_3,$$

откуда

$$N_3 = \Sigma (\sigma_i / \sigma_{\max})^m N_i \quad (III.34)$$

и

$$\sigma_{\max} = \sigma_R \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_3}} = \sigma_R \sqrt[m]{\frac{N_0}{\Sigma \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m N_i}} = \sigma_R K_p, \quad (III.35)$$

где $K_p = \sqrt[m]{N_0 / \Sigma \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m N_i}$ — коэффициент режима нагрузки.

Из формулы (III.35) следует, что при эквивалентном числе циклов $N_3 < N_0$ напряжение σ_{\max} может превысить предел выносливости σ_R при базовом числе циклов N_0 .

В другом варианте приведения нестационарное нагружение заменяют режимом с постоянным эквивалентным уровнем нагружения P_3 (σ_3), который действует в течение заданного срока службы, определяемого суммарным числом циклов ΣN_i или числом N_0 , соответствующим точке перегиба кривой выносливости. Согласно этому

$$\Sigma \sigma_i^m N_i = \sigma_3^m N_0,$$

откуда выводится формула в следующем удобном для расчетов виде:

$$\sigma_3 = \sigma_{\max} \sqrt[m]{\Sigma \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{N_i}{N_0}} = \sigma_{\max} K_{\sigma_3}, \quad (III.36)$$

или

$$P_3 = P_{\max} \sqrt[m]{\Sigma \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \frac{N_i}{N_j}} = P_{\max} K_{\sigma_3}, \quad (III.37)$$

где $K_{\sigma_3} = \sqrt[m]{\Sigma \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{N_i}{N_0}}$ — коэффициент эквивалентности.

Для расчета коэффициента эквивалентности используются статистические данные о величине нагрузок, возникающих в детали в процессе эксплуатации, и количестве циклов их повторения в продолжение одного блока нагружения, соответствующего бурению одной типовой скважины. Практически значения коэффициентов эквивалентности изменяются в пределах $0,5 \leq K_{\sigma_3} \leq 1$.

При расчете по касательным напряжениям значение коэффициента эквивалентности K_{σ_3} определяются по формуле (III.36), в которой нормальные напряжения заменяются касательными, вызванными передаваемыми крутящими моментами.

Запасы прочности при нестационарном нагружении определяются по формулам:

для симметричных циклов переменных напряжений

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_{aэ}} = \frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_a K_{\sigmaэ}}; \quad (III.38)$$

для асимметричных циклов переменных напряжений

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_{aэ} + \Psi_{\sigma д} \sigma_m} = \frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_a K_{\sigmaэ} + \Psi_{\sigma д} \sigma_m}. \quad (III.39)$$

Рекомендации по выбору расчетных нагрузок, минимально допустимых запасов прочности, коэффициентов асимметрии цикла и эквивалентности, разработанные Уралмашзаводом, приведены в табл. 2П приложения.

Следует отметить, что величины коэффициентов эквивалентности зависят от проходки на долото, механической скорости бурения и других показателей, определяющих загрузку и оборачиваемость буровых машин и оборудования. При увеличении проходки на долото уменьшается загрузка подъемного механизма. На буровые насосы и ротор аналогично влияет повышение скоростей бурения. Это указывает на необходимость уточнения коэффициентов эквивалентности при существенных изменениях показателей бурения.

Пример расчета валов на статическую прочность и выносливость приведен в табл. 1П приложения.

Глава IV

ПОРОДОРАЗРУШАЮЩИЙ ИНСТРУМЕНТ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При бурении нефтяных и газовых скважин используются следующие виды породоразрушающего инструмента:

буровые долота для бурения скважины сплошным забоем;

бурильные головки для бурения скважин кольцевым забоем;

расширители для расширения ствола скважины;

калибраторы, стабилизаторы, центраторы для выравнивания стенок скважины и центрирования бурильной колонны.

По характеру разрушающего действия на породу буровые долота и бурильные головки разделяются на дробяще-скалывающие (шарошечные), режуще-скалывающие (лопастные) и истирающе-режущие (алмазные и типа ИСМ).

Стойкость долота определяется временем, в течение которого долото изнашивается до предельного состояния, когда его дальнейшее применение недопустимо или нецелесообразно. Стойкость долота измеряется в часах и зависит от таких же факторов, как износ. На износ и, следовательно, на стойкость долота наиболь-

шее влияние оказывают частота вращения долота, осевая нагрузка, подача и качество промывочного раствора, определяющие режим бурения в заданных геолого-технических условиях.

Стойкость долота также значительно зависит от физико-механических свойств и качества используемых материалов, вооружения и промывочных устройств долота, точности изготовления и других конструктивных и технологических факторов. По уровню циклических нагрузок, сочетанию различных видов износа (абразивного, ударно-абразивного, коррозионного, усталостного) буровые долота находятся в наиболее неблагоприятных условиях по сравнению с другим оборудованием, применяемым в бурении. Вместе с тем никакое другое оборудование в бурении так существенно не влияет на сроки и себестоимость строительства скважин, как долота.

Важные показатели работы долота — проходка на долото и механическая скорость бурения.

Проходка измеряется в метрах ствола скважины, пробуренных долотом от его спуска до подъема вследствие износа, поломок и других отказов.

Механическая скорость бурения

$$v_m = h/t,$$

где h — проходка на долото, м; t — продолжительность работы долота на забое, ч.

Одновременное увеличение проходки на долото и механической скорости способствует повышению темпов углубления скважины, характеризуемых *рейсовой скоростью бурения*:

$$v_p = \frac{h}{t + t_{\text{спо}}} = \frac{v_m}{1 + t_{\text{спо}}/t},$$

где $t_{\text{спо}}$ — продолжительность спуско-подъемных операций, выполняемых при смене долота и наращивании бурильной колонны, ч.

Важно отметить влияние проходки и механической скорости долота на работу наземного бурового оборудования. Увеличение проходки на долото способствует уменьшению объема спуско-подъемных операций за период бурения скважины. При повышении механической скорости бурения сокращается занятость буровых насосов, вертлюга и ротора в строительстве скважины. В результате этого снижаются энергетические затраты и расход быстроизнашиваемых узлов и деталей подъемного механизма и оборудования циркуляционной системы буровых комплексов.

Независимо от назначения, конструкции и типа диаметры буровых долот должны быть согласованы с диаметрами бурильных и обсадных труб, а также забойных двигателей. В табл. IV.1 приведены стандартные диаметры и некоторые другие параметры отечественных буровых долот [11].

Таблица IV.1

Номинальный диаметр долота, мм	Высота долота, мм, не более	Масса долота, кг, не более	Допускаемая осевая нагрузка (в кН) при бурении	
			низкооборотном $n = 40 \div 250$ об/мин	высокооборотном $n > 250$ об/мин
108	180	6	100	—
114,3	190	7	120	—
120,6	200	8	140	—
132,0	210	12	150	—
139,7	220	13	180	—
142,9	240	14	190	—
146,0	240	15	200	—
149,2	250	16	200	—
152,4	260	17	220	—
158,7	300	18	250	150
165,1	310	20	250	150
171,4	320	21	270	170
187,3	320	26	300	200
190,5	330	32	300	220
196,9	330	33	350	220
200,0	340	34	350	220
212,7	340	39	380	250
215,9	350	40	380	250
222,3	360	42	400	280
228,6	380	45	420	300
244,5	390	62	450	320
264,9	410	75	480	350
295,3	420	95	500	400
311,1	420	100	550	420
320,0	440	110	600	450
349,2	450	115	650	450
374,6	515	150	700	470
393,7	530	160	700	470
444,5	600	260	800	500
469,9	615	270	850	500
490	630	300	900	550
508	650	310	900	550

§ 2. ШАРОШЕЧНЫЕ ДОЛОТА

Шарошечные долота наиболее распространены. На их долю приходится 90—95 % всего объема проходки скважин. По ГОСТ 20692—75 шарошечные долота для сплошного бурения скважин изготавливаются трех видов: одношарошечные, двухшарошечные и трехшарошечные.

Шарошки долот имеют три вида вооружения:

с фрезерованными зубьями, составляющими одно целое с телом шарошки (для долот типов М, МС, С, СТ, Т, ТК);

со вставными (твердосплавными) зубками (для долот типов МЗ, СЗ, ТЗ, ТКЗ, К, ОК);

со вставными зубками и фрезерованными зубьями (для долот типа МСЗ).

По расположению и конструкции промывочных или продувочных каналов долота изготавливаются:

- с центральной промывкой — Ц;
- с боковой гидромониторной промывкой — Г;
- с центральной продувкой — П;
- с боковой продувкой — ПГ.

Опоры шарошек изготавливаются:

- на подшипниках с телами качения — В;
- на двух и более подшипниках скольжения — А;
- на одном подшипнике скольжения (остальные подшипники с телами качения) — Н;
- с герметизацией уплотнительными кольцами и резервуаром для смазки — У.

ГОСТ 20692—75 предусмотрено 39 размеров шарошечных долот диаметром от 46 до 508 мм (табл. IV.1). В наиболее широком ассортименте и количестве изготавливаются долота диаметрами 190 (190,5) мм и особенно 214 (215,9) мм. Это объясняется сравнительно большим объемом проходки и многообразием физико-механических свойств горных пород, выпадающим на долю долот указанных размеров.

Диаметр и основные конструктивные признаки буровых долот указываются в условном обозначении. Например, обозначение долота III-215,9СЗ-ГНУ-2 расшифровывается следующим образом: трехшарошечное (III), диаметром 215,9 мм, для бурения абразивных пород средней твердости (СЗ), с боковой гидромониторной промывкой (Г), с герметизированной, маслonaполненной опорой на одном подшипнике скольжения, остальные подшипники с телами качения (ГНУ), 2 — номер заводской модели.

То же долото, изготовленное по лицензии США, имеет условное обозначение III-215,9СЗ-ГНУ-Р16, в котором буква Р означает, что долото изготовлено по импортной технологии, 16 — порядковый номер сборки.

Шарошечные долота изготавливаются с цельнолитым либо сварным корпусом.

Долота с цельнолитым корпусом, называемые корпусными, состоят из литого корпуса с приваренными к нему лапами, на цапфах которых смонтированы свободно вращающиеся шарошки. В корпусе имеются отверстия для насадок, через которые промывочная жидкость поступает на забой скважины. Для соединения с бурильной колонной корпус долота снабжается муфтовой замковой резьбой.

Корпусные конструкции используются для долот диаметром более 394 мм.

Долота со сварным корпусом, называемые секционными, имеют преимущественное распространение в мировой практике. Корпус секционных долот (рис. IV.1) сваривается из предварительно собранных секций, число которых равно числу шарошек долота. Каждая секция состоит из лапы 1 с косою цапфой 2 и конусообразной шарошки 4, вращающейся на подшипниках 3.

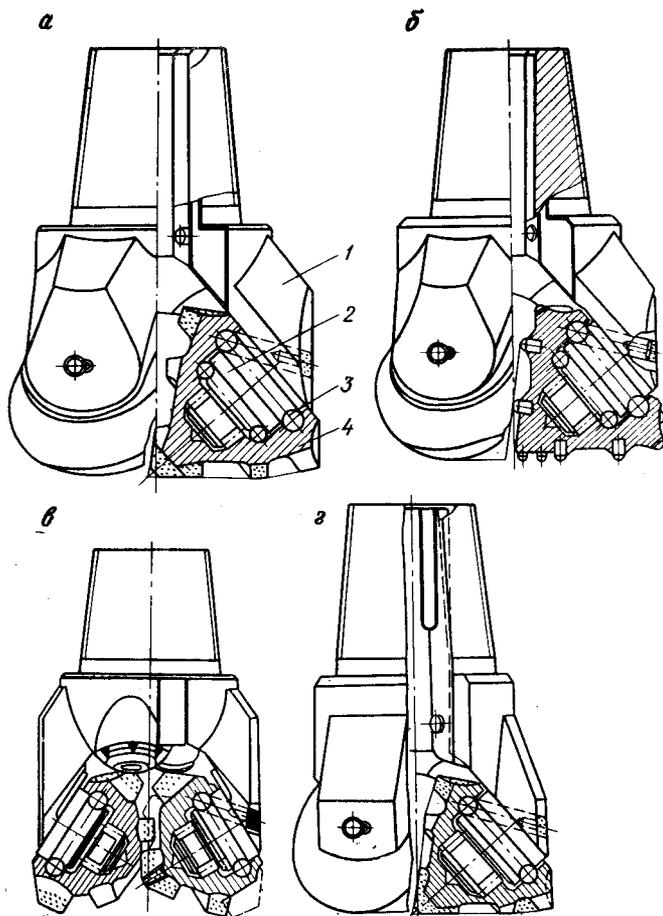


Рис. IV.1. Шарошечные секционные долота

Шарошки различаются по числу образующих конусов, геометрии и типу вооружения. Двух- и трехшарошечные долота комплектуются многоконусными шарошками, на поверхности которых концентрическими рядами (венцами) располагается вооружение (зубья, зубки). Венец, расположенный у основания шарошки, называется периферийным. Нумерация венцов на шарошке начинается с ее вершины. Шарошки нумеруются от наиболее высокой с минимальным числом зубьев на первом венце до низкой с наибольшим числом зубьев на первом венце.

В плане шарошки размещаются со смещением осей относительно оси долота в направлении вращения долота. В вертикальной плоскости угол между осью долота и осями вращения шарошек изменяется в пределах $52-57^\circ$. Для повышения износостой-

кости зубья наплавляются твердым сплавом. Вставные зубки имеют сферическую либо клиновидную форму рабочего торца. В зависимости от типоразмера долота вставные зубки имеют диаметр 3,2—14,3 мм. Одношарошечные долота комплектуются сферическими шарошками, оснащенными вставными твердосплавными зубками.

Для бурения твердых малоабразивных, хрупких и хрупкопластичных пород используются долота типа Т, оснащенные двух- и трехконусными самоочищающимися шарошками, оси которых пересекаются в одной точке на оси долота. Шарошки снабжены мелкими зубьями с большим углом заострения (рис. IV.1, а).

Долота типа К, применяемые для бурения самых твердых и крепких абразивных пород, оснащаются одноконусными самоочищающимися шарошками с твердосплавными зубками (рис. IV.1, б).

Долота типа М для бурения мягких пород имеют двух- или трехконусные самоочищающиеся шарошки с осями цапф секций, смещенными относительно оси долота в сторону его вращения (рис. IV.1, в). Зубья шарошек отличаются большой высотой и длиной и небольшим углом заострения. Увеличение угла наклона оси шарошек к оси долота ($55—57^{\circ}30'$) позволяет вписать в долото шарошки большого диаметра.

Долота типа С для бурения пород средней твердости имеют двух- и трехконусные самоочищающиеся шарошки с короткими острыми зубьями (рис. IV.1, г).

На основании обобщения данных эксплуатации установлены следующие средние показатели проходки на долото в зависимости от его типа [35]:

Тип долота	М	С	Т	К
Проходка, м	50	30	20	15

Общая особенность долот всех типов — снижение проходки на долото с уменьшением его диаметра.

У самоочищающихся долот зубья одной шарошки заходят во впадины смежной шарошки. Двух- и трехконусные конструкции шарошек позволяют усилить опоры долот. Смещение осей цапф относительно оси долота вызывает скольжение зубьев шарошек по поверхности забоя. Поэтому долота со смещенными осями наряду с дробящим действием скалывают породу. Шарошки буровых долот устанавливаются на многорядных подшипниках качения и скольжения. Вследствие ограниченных размеров шарошек в долотах используются безобойменные бессепараторные подшипники качения.

Отверстие для центральной промывки выполняется в виде круглого сквозного канала, просверленного по оси долота. Поток промывочной жидкости из бурильной колонны по каналу долота направляется к центру забоя. Распыляясь на мелкие струи, жидкость очищает забой и поднимает кусочки разрушенной породы по зазорам между стенками лап и скважины в затрубное простран-

ство и далее на поверхность. При центральной промывке хорошо очищаются от шлама центр забоя и вершины шарошек.

Отверстия для боковой промывки просверливаются в специальных приливах (бобышках) лап. Струи промывочной жидкости направляются на забой между зубьями шарошек. Эффективность боковой промывки возрастает с увеличением скорости истечения жидкости. Для этой цели промывочные каналы оснащаются профилированными насадками, преобразующими потенциальную энергию жидкости (давление) в кинетическую (скоростной напор) струи. Высокоскоростное истечение жидкости (120 м/с и более) улучшает очистку забоя и создает эффект динамического воздействия струй на забой (гидромониторный эффект).

Эффективность гидромониторного воздействия зависит не только от скорости истечения, но и от направления струи. Напор пропорционален квадрату скорости истечения жидкости, поэтому при использовании гидромониторных насадок значительно возрастает давление буровых насосов. В связи с этим для бурения гидромониторными долотами требуются более мощные и надежные буровые насосы. Насадки гидромониторных долот изготавливают из износостойкого керамического алюмооксидного материала 2ХС. Каноидальная форма проходного сечения насадки обеспечивает компактную струю и сравнительно небольшие потери напора.

В секционных шарошечных долотах в отличие от корпусных используется ниппельная присоединительная резьба. Согласно ГОСТ 20692—75, шарошечные долота диаметрами 46 и 59 мм имеют правую цилиндрическую резьбу. Долота диаметром 76 мм и более имеют правую коническую резьбу, профиль и размеры которой совпадают с замковой резьбой бурильных труб.

§ 3. ЛОПАСТНЫЕ И АЛМАЗНЫЕ ДОЛОТА

Лопастные долота делятся на следующие типы: двухлопастные 2Л; трехлопастные истирающе-режущие ЗИР; шестилопастные истирающе-режущие 6ИР; пикообразные (однолопастные) П.

Лопастные долота отличаются от шарошечных более простой конструкцией и успешно их заменяют при бурении рыхлых, мягких и несцементированных пород. При бурении абразивных пород средней твердости лопастные долота менее эффективны, а для бурения твердых и крепких пород непригодны. Они применяются в основном при роторном бурении, при бурении забойными двигателями используются реже, так как для их работы необходимы большие крутящие моменты.

На рис. IV.2 показана конструкция трехлопастного долота 3Л, состоящего из корпуса 1 и приваренных к нему лопастей 2, изготовляемых из стальных поковок. Промывочное устройство состоит из сопла 7, уплотнительных колец 6, байонетной шайбы 4 для удержания сопла. Рабочие и калибрующие поверхности лопастей упрочняются твердосплавными штырями 3 и пластинами 5. Для

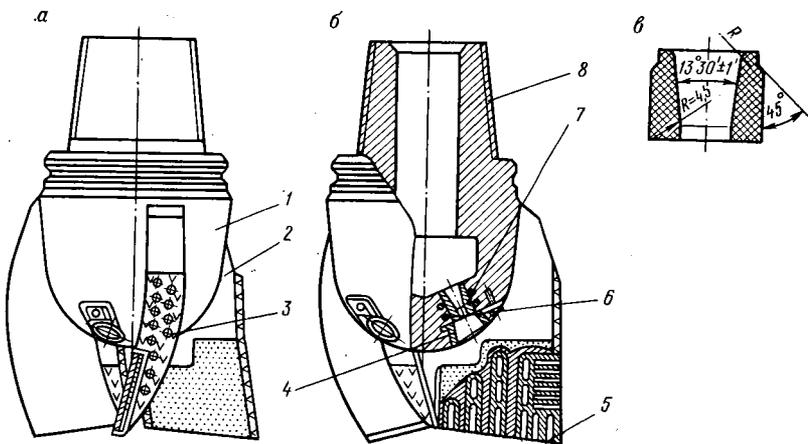


Рис. IV.2. Трехлопастное долото:
 а — общий вид; б — разрез; в — сопло

соединения с бурильной колонной на головке корпуса имеется замковая резьба 8.

Трехлопастные долота выпускаются диаметрами 118—445 мм. Двухлопастные долота 2Л изготавливают цельноковаными, и они не имеют сопел в промывочных отверстиях. Выпускаются двухлопастные долота диаметрами от 76 до 165,1 мм.

Долота истирающе-режущего типа используются для бурения мягких, среднемягких и средних абразивных пород. В отличие от долот 2Л и 3Л их лопасти имеют ступенчатую форму. Калибрующая поверхность и режущие кромки лопастей армируются твердосплавными штырями и покрываются релитом. Согласно ОСТ 26-02-1282—75, предусматривается изготовление долот ЗИР диаметрами 190,5—269,9 мм. Долота диаметром более 140 мм выпускаются с гидромониторной и обычной промывкой.

Однолопастные пикообразные долота используются для разбивания цементных пробок в обсадной колонне (тип Ц) или для расширения стенок скважины (тип Р). Оба указанных типа однолопастных долот имеют сварную либо цельнокованую конструкцию. Рабочие кромки лопасти скошены под углом 45° и армированы с набегающей стороны релитом и твердосплавными пластинами, защищенными чугуном покрытием.

Алмазное долото (рис. IV.3), подобно лопастному, не имеет подвижных деталей и состоит из корпуса 1 с присоединительной резьбой 2 и фасонной алмазодержащей головкой (матрица) 3, выполненной из порошкообразного твердосплавного материала. Промывочные отверстия 4 сообщаются с промывочными каналами 5, которые делят поверхность матрицы на секторы 6. Для предотвращения отклонений ствола скважины при бурении рабочие

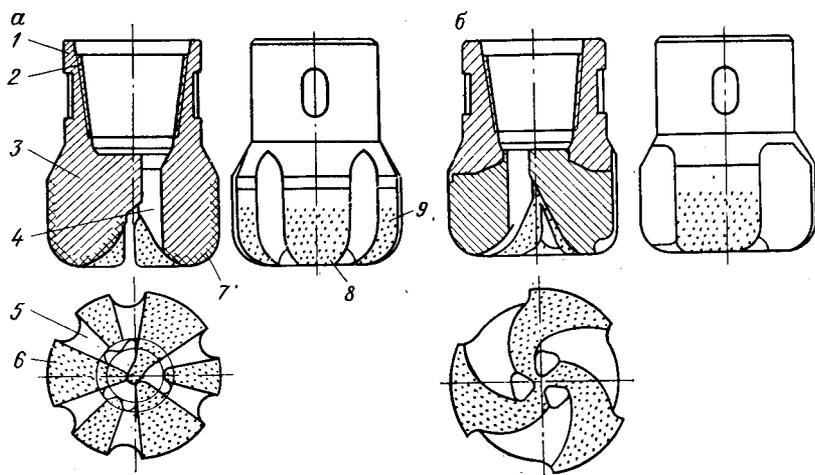


Рис. IV.3. Алмазные долота:
a — радиальное; *б* — радиально-спиральное

поверхности секторов имеют выпукло-вогнутую, двоякоконусную и ступенчато-конусную формы. На рабочей 7 и калибрующей 8 поверхностях секторов матрицы крепятся алмазы 9. В зависимости от крепления алмазов в матрице различают долота с однослойной укладкой относительно крупных алмазов и с многослойной укладкой сравнительно мелких алмазов (импрегнированное алмазное долото).

В долотах используют наименее ценные разновидности природных алмазов либо синтетические алмазы. Институтом сверхтвёрдых материалов (ИСМ) разработан на основе недефицитных мелких фракций природных и синтетических алмазов новый сверхтвёрдый материал славутич, не уступающий по эксплуатационным качествам природным алмазам.

Глава V БУРИЛЬНАЯ КОЛОННА

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ, СОСТАВ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

Бурильная колонна предназначена для выполнения следующих основных функций:

- передачи вращения от ротора породоразрушающему инструменту;

- передачи неподвижному столу ротора реактивного крутящего момента, возникающего при бурении скважины забойными двигателями;

создания на долото осевой нагрузки;

подвода промывочной жидкости для очистки забоя скважины от выбуренной породы, а также для привода забойных гидравлических двигателей;

подъема кернового материала и спуска аппаратуры для исследований в стволе скважины;

проработки и расширения ствола скважины, испытания пластов, ликвидации аварий в скважине.

Бурильная колонна состоит из ведущей трубы, бурильных труб и утяжеленных бурильных труб, соединяемых бурильными замками, муфтами и переводниками. Ведущая труба соединяется с вертлюгом и посредством зажимов взаимодействует с ротором буровой установки. Утяжеленные бурильные трубы устанавливают в нижней части колонны, и они служат для создания осевой нагрузки на долото. При бурении в осложненных условиях, кроме утяжеленных труб, в нижней части колонны устанавливают калибраторы, центраторы, стабилизаторы и другие устройства, предупреждающие искривление скважины. Между ведущей и утяжеленными трубами находятся бурильные трубы, составляющие большую часть бурильной колонны. Для сокращения операций свинчивания и развинчивания, вызывающих износ резьбовых соединений, бурильная колонна делится на свечи, состоящие из нескольких труб. Длина свечи ограничивается ее продольной устойчивостью при осевом сжатии под действием собственного веса и высотой вышки.

Компоновку бурильной колонны выбирают исходя из конструкции скважины, способа бурения и горно-геологических условий. Для предотвращения поломок бурильные колонны должны обладать регламентированными запасами статической прочности и сопротивления усталости. При выборе конструкции колонны необходимо стремиться к оптимальному сочетанию ее прочности и массы. Уменьшение массы бурильной колонны за счет применения высокопрочных, а также легкосплавных бурильных труб способствует благоприятному нагружению подъемной части буровой установки. Жесткость бурильной колонны должна быть достаточной для предотвращения ее продольного изгиба под действием осевого сжатия, вращения и крутящего момента.

Уменьшение диаметра бурильной колонны и резкие переходы в ее проходном канале приводят к увеличению гидравлических сопротивлений и, следовательно, давления буровых насосов. В результате этого возрастает износ поршней, втулок, клапанов и других деталей буровых насосов, контактирующих с промывочным раствором. Таким образом, масса и диаметр бурильной колонны должны удовлетворять требованиям, определяющим наиболее благоприятный режим эксплуатации подъемного механизма и буровых насосов. Производство высокопрочных и легких бурильных труб — важная предпосылка повышения эффективности бурения и технико-экономических показателей буровых установок.

§ 2. ВЕДУЩИЕ ТРУБЫ

Ведущие трубы имеют квадратный, шестигранный либо крестообразный профиль с концентрично расположенным круглым или квадратным отверстием для прохода промывочного раствора. Благодаря граненой поверхности облегчается взаимодействие ведущей трубы и ротора и обеспечивается осевое перемещение буровой колонны в процессе бурения скважины. На концах ведущих труб нарезается левая и правая наружные конические резьбы треугольного профиля. Левая коническая резьба используется для навинчивания верхнего переводника ПШВ, соединяющего ведущую трубу с вертлюгом. Правая коническая резьба используется для нижнего переводника ПШН, соединяющего ведущую трубу с буровой колонной. Для обеспечения возможности наращивания буровой колонны ведущая труба по длине должна быть больше буровой трубы.

На практике преимущественно распространены ведущие трубы с квадратным профилем (рис. V.1), конструктивные раз-

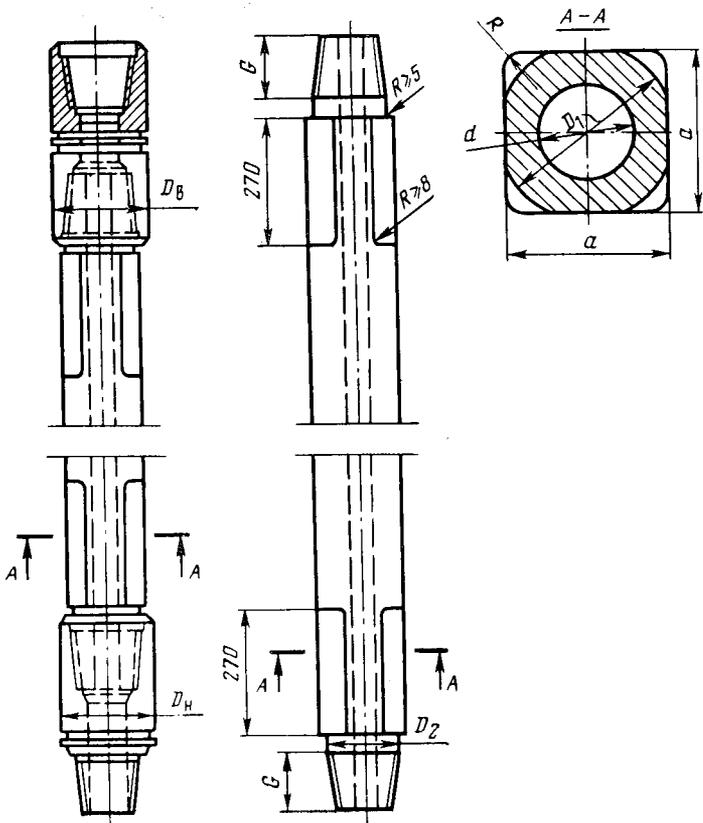


Рис. V.1. Ведущая труба

меры которых регламентируются ТУ 14-3-126—73 и нормалью Н293—49.

Основные технические данные ведущих труб, изготавливаемых согласно ТУ 14-3-126—73

Диаметр трубы, мм	114	140	168
Сторона квадрата a , мм	112^{+5}_{-1}	140^{+2}_{-2}	155^{+2}_{-3}
Радиус при вершине квадрата R , мм, не более	20 ± 3	20 ± 3	20 ± 3
Диаметр канала d , мм	74 ± 4	85 ± 5	100 ± 5
Диаметр проточки под элеватор D_1 , мм	114	141	160
Диаметр цилиндрической проточки D_2 , мм	$110 \pm 0,5$	$135 \pm 0,5$	$150 \pm 0,5$
Длина резьбы G (включая сберг), мм	65	110	133
Длина трубы L , м	$13-2,5$	$14+2,5$	$14+2,5$
Масса 1 м трубы, кг	65,6	106,6	124,3

Ведущие трубы изготавливают из стали групп прочности Д и К, переводники — из стали марки 40ХН (ГОСТ 4543—71) либо из стали марки 45 (ГОСТ 1050—74).

Помимо указанных применяются ведущие трубы со стороны квадрата 65 и 80 мм, имеющие высаженные концы, на которых нарезается внутренняя коническая левая и правая резьба для переводников к вертлюгу и бурильной трубе. Ведущие трубы этой конструкции, называемые двухраструбными, изготавливают путем вытяжки (редуцирования) из круглой толстостенной трубы и отличаются тем, что имеют квадратное проходное сечение. Основные технические данные двухраструбных ведущих труб соответствуют нормам Н293—49 [40].

Ведущие трубы типа ТВКП диаметрами 112, 140 и 155 мм имеют конические стабилизирующие пояски и переводники на трапецидальной резьбе (ТУ 39-01-04-392—78), изготавливаются из горячекатаной термообработанной трубы [40]. Трубы типа ТВКП выгодно отличаются от труб с высаженными концами технологией изготовления и усталостной прочностью резьбовых соединений.

§ 3. БУРИЛЬНЫЕ ТРУБЫ

Бурильная труба представляет собой бесшовное изделие кольцевого сечения, полученное прокаткой. Между собой трубы соединяются посредством бурильных замков, состоящих из ниппеля и муфты, которые присоединяются к концам бурильной трубы с помощью резьбы или сварки. Свободные концы ниппеля и муфты бурильных замков снабжены крупной конической резьбой, благодаря которой сокращается продолжительность сборки и разборки бурильной колонны при спуско-подъемных операциях. Для предварительного соединения коротких труб используются соединительные муфты. Особенность бурильных труб — наличие высаженных концов. Вследствие посадки увеличивается поперечное сечение концевых участков, что позволяет ослабить влияние резьбы, являющейся источником концентрации напряжений, на усталостную прочность бурильной трубы.

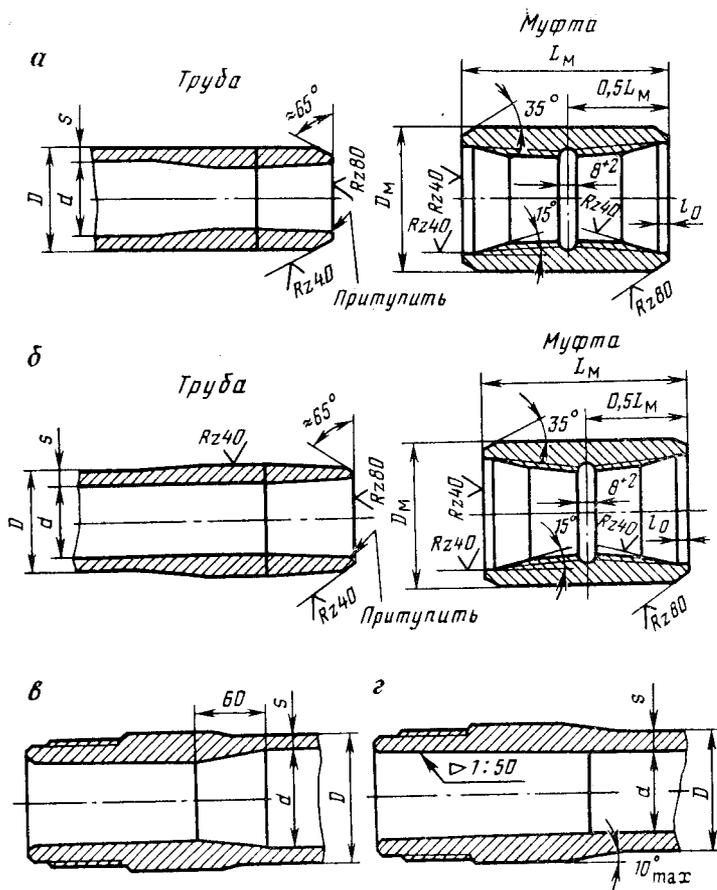


Рис. V.2. Типы буровых труб

Буровые трубы изготовляют по ГОСТ 631—75, в котором регламентированы их сортамент, технические требования, правила приемки, методы испытания и маркировка их. Согласно ГОСТ 631—75, буровые трубы изготовляют четырех типов:

- 1—с высаженными внутрь концами и муфтами к ним (рис. V.2, а);
- 2—с высаженными наружу концами и муфтами к ним (рис. V.2, б);
- 3—с высаженными внутрь концами и коническими стабилизирующими поясками (рис. V.2, в);
- 4—с высаженными наружу концами и коническими стабилизирующими поясками (рис. V.2, г).

Трубы 3-го и 4-го типов обладают повышенной прочностью и герметичностью, которую обеспечивают внутренние упорные торцы, конический стабилизирующий уплотнительный поясик и

Т а б л и ц а V.1 Основные размеры и масса бурильных труб (ГОСТ 631—75)

Условный диаметр трубы, мм	Труба					Муфта		
	Наружный диаметр D , мм	Толщина стенки s , мм	Внутренний диаметр d , мм	Масса 1 м гладкой трубы, кг	Масса двух высаженных концов, кг	Наружный диаметр D_m , мм	Длина L , мм	Масса, кг
1-й тип — трубы с высаженными внутрь концами и муфты к ним								
60	60,3	7	46,3	9,15	1,2	80	140	2,7
		9	42,3	11,3	1,4			
73	73,0	7	59,0	11,4	1,6	95	166	4,2
		9	55,0	14,2	2,4			
		11	51,0	16,8	2,2			
89	89	7	75,0	14,2	2,4	108	166	4,4
		9	71,0	17,8	3,4			
		11	67,0	21,2	3,2			
102	101,6	7	87,6	16,4	3,0	127	184	7,0
		8	85,6	18,5	3,4			
		9	83,6	20,4	3,8			
		10	81,6	22,4	4,0			
114	114,3	7	100,3	18,5	4,6	140	204	9,0
		8	98,3	20,9	5,8			
		9	96,3	23,3	6,0			
		10	94,3	25,7	6,6			
		11	92,3	28,0	6,4			
127	127,0	7	113,0	20,7	5,8	152	204	10,0
		8	111,0	23,5	6,4			
		9	109,0	26,2	7,0			
		10	107,0	28,9	7,6			
140	139,7	8	123,7	26	7,0	171	215	14,0
		9	121,7	29	7,6			
		10	119,7	32	8,2			
		11	117,7	35	9,6			
168	168,3	9	150,3	35,3	9,8	197	229	16,7
		10	148,3	39,0	10,8			
2-й тип — трубы с высаженными наружу концами и муфты к ним								
80	60,3	7	46,3	9,15	1,5	86	140	2,7
		9	42,3	11,3	1,5			
73	73,0	7	59,0	11,4	1,6	105	165	4,7
		9	55,0	14,2	2,5			
		11	51,0	16,8				
89	89,0	7	75,0	14,2	1,6	118	165	5,2
		9	71,0	17,8	3,5			
		11	67,0	21,2				
102	101,6	8	85,6	18,5		140	204	9,0
		9	83,6	20,4	4,5			
		10	81,6	22,4				
114	114,3	8	98,3	20,9		152	204	11,0
		9	96,3	23,3	5,0			
		10	94,3	25,7				
		11	92,3	28,0				
140	139,7	8	123,7	26,0		185	215	15,0
		9	121,7	29,0	7,0			
		10	119,7	32,0				
		11	117,7	35,0				

Продолжение табл. V.1

Условный диаметр трубы, мм	Труба					Муфта		
	Наружный диаметр D , мм	Толщина стенки s , мм	Внутренний диаметр d , мм	Масса 1 м гладкой трубы, кг	Масса двух высаженных концов, кг	Наружный диаметр D мм	Длина L мм	Масса, кг

3-й тип — трубы с высаженными внутрь концами и коническими стабилизирующими поясками

89	89,0	9	71,0	17,8	3,9			
		11	67,0	21,2	3,4			
102	101,6	9	83,6	20,4	5,1			
		10	81,6	22,4	5,0			
114	114,3	9	96,3	23,3	7,3			
		10	94,3	25,7	7,1			
		11	92,3	28,0	6,9			
127	127,0	9	109,0	26,2	7,8			
		10	107,0	28,9	7,6			
140	139,7	9	121,7	29,0	11,0			
		10	119,7	32,0	10,2			
		11	117,7	35,0	9,2			

4-й тип — трубы с высаженными наружу концами и коническими стабилизирующими поясками

73	73,0	9	55,0	14,2	3,7			
		11	51,0	16,8				
89	89,0	9	71,0	17,8	4,5			
		11	67,0	21,2				
102	101,6	9	83,6	20,4	5,7			
		10	81,6	22,4				
	114,3	9	96,3	23,3	7,9			
		10	94,3	25,7				
		11	92,3	28,0				

гладкий участок трубы за резьбой, воспринимающие знакопеременные изгибающие нагрузки.

Размеры и масса труб рассматриваемых типов приведены в табл. V.1. Высаженные концы труб 3-го и 4-го типов на 15 % длиннее труб 1-го и 2-го типов. Длина трубы определяется расстоянием между ее торцами, а при наличии навинченной муфты — расстоянием от свободного торца муфты до последней риски резьбы противоположного конца трубы. Бурильные трубы условным диаметром от 60 до 102 мм изготавливают длиной 6; 8 и 11,5 м, условным диаметром от 114 до 168 мм — длиной 11,5 м. В партии допускается до 25 % труб длиной 8 м и до 8 % длиной 6 м. Толщина стенки трубы изменяется за счет ее внутреннего диаметра, что позволяет ограничить номенклатуру ключей и инструмента для захвата и удержания труб.

По предельным отклонениям размеров бурильные трубы 1-го и 2-го типов подразделяются на трубы обычной и повышенной точности изготовления. Условное обозначение бурильных труб включает вид посадки (В — тип 1 и Н — тип 2); точность изготовления

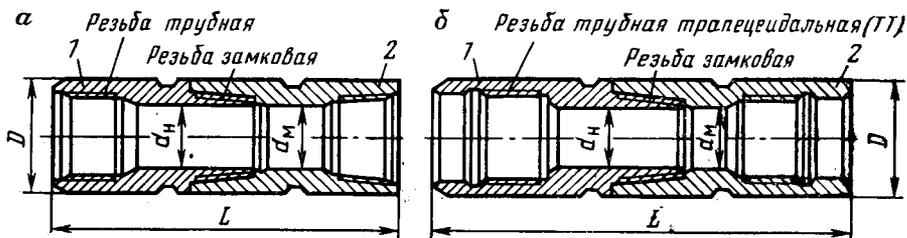


Рис. V.3. Замки для бурильных труб:

1 — ниппель; 2 — муфта

(П — повышенная точность изготовления); букву К — для труб типов 3 и 4; условный диаметр трубы; толщину стенки; группу прочности; обозначение стандарта. Например, бурильная труба 1-го типа повышенной точности изготовления, условным диаметром 114 мм, с толщиной стенки 9 мм, из стали группы прочности Д; труба ВП-114×9-Д ГОСТ 631—75.

Для бурильных труб с высаженными концами изготавливают замки трех типов (рис. V.3, а), отличающиеся гидравлическими и прочностными характеристиками:

ЗН — замок с нормальным проходным отверстием;

ЗШ — замок с широким проходным отверстием;

ЗУ — замок с увеличенным проходным отверстием.

Наиболее распространены замки типа ЗШ. Замки ЗУ используются в бурильных трубах с высаженными наружу концами. Для бурильных труб 3-го и 4-го типов используются замки ЗШК и ЗУК (рис. V.3, б), отличающиеся от ЗШ и ЗУ конической расточки со стороны резьбы для соединения ниппеля и муфты замка с бурильной трубой. Замки крепят на бурильных трубах горячим способом (нагрев до 400—450 °С) с натягом по резьбе и стабилизирующему пояску.

В табл. V.2 приведены основные размеры замков (ГОСТ 5286—75) бурильных труб 1-го и 2-го типов.

Из других разновидностей наиболее перспективны бурильные трубы ТБПВ с приваренными соединительными концами (рис. V.4). В отличие от труб, выпускаемых по ГОСТ 631—75, замки с этими трубами соединяются не на резьбе, а с помощью

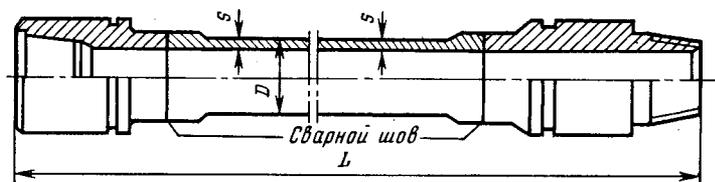


Рис. V.4. Бурильные трубы с приваренными соединительными концами с наружной высадкой ТБПВ

Т а б л и ц а V.2 Основные размеры замков (в мм)

Типоразмер	Замковая резьба	Тип и диаметр трубы	Наружный диаметр D	Диаметр проходного отверстия		Замок в собранном виде	
				d_H	d_M	Длина L	Масса, кг
ЗН-80	3-62	1—60	80	25	36	410	12
ЗН-95	3-76	1—73	95	32	45	432	16
ЗН-108	3-88	1—89	108	38	58	454	20
ЗН-113	3-88	1—89	113	38	58	454	23
ЗШ-108	3-92	1—73	108	54	54	432	20
ЗШ-118	3-101	1—89	118	62	62	454	23
ЗШ-133	3-108	1—102	133	71	71	496	34
ЗШ-146	3-121	1—114	146	80	80	508	38
ЗШ-178	3-147	1—140	178	101	101	573	61
ЗШ-203	3-171	1—168	203	127	127	603	73
ЗУ-86	3-73	2—60	86	44	44	406	13
ЗУ-146	3-121	2—102	146	82	82	508	35
ЗУ-155	3-133	2—114	155	95	105	541	41
ЗУ-185	3-161	2—140	185	120	132	568	56

Т а б л и ц а V.3 Характеристика легкосплавных бурильных труб

Показатели	Наружный диаметр трубы, мм						
	73	93	114	129		147	
	Толщина стенки, мм						
	9	9	10	9	11	9	11
Диаметр замка, мм	90	110	136	152	152	172	172
Внутренний диаметр, мм:							
трубы	41	61	80	95	95	112	112
замка	41	61	80	95	95	110	110
Длина трубы, м:							
без замка	9	9	12	12	12	12	12
с замком	9,25	9,25	12,25	12,27	12,27	12,27	12,27
Масса 1 м трубы с учетом массы замка, кг	6,8	8,4	11,0	11,8	14,3	14,4	16,5
Допускаемая растягивающая нагрузка, кН	470	620	850	900	1100	1000	1240
Допускаемое давление, МПа:							
внутреннее	54	52	40	35	45	31	38
наружное	51	37	31	24	34	18	27
Допускаемый крутящий момент, кН·м	6,5	12,0	20,0	26,0	29,0	32,5	38,0

контактной сварки. Трубы с приваренными концами обладают более благоприятной гидравлической характеристикой. Прочность сварного шва после нормализации и обкатки роликами достигает прочности тела трубы. Смещение оси соединительных концов относительно оси трубы не должно превышать 0,75 мм, а перекос осей — не более 3,5 мм на 1 м.

Трубы ТБПВ изготавливают по нормам Н504—60, согласно которой номинальная длина труб $L=12,4$ и $13,5$ м; диаметр труб $D=73$; 89; 114; 127 и 146 мм. Производство бурильных труб диаметром 114 и 127 мм с приваренными концами освоено Азербайджанским трубопрокатным и Никопольским южнотрубным заводами.

Легкосплавные бурильные трубы имеют высаженные внутрь концы и облегченные стальные замки. Известны беззамковые легкосплавные бурильные трубы, на утолщенных концах которых нарезается замковая резьба. Технические показатели бурильных труб из сплава Д16-Т приведены в табл. V.3.

В зарубежной практике для повышения коррозионно-усталостной прочности и уменьшения гидравлических сопротивлений на внутреннюю поверхность бурильных труб наносят пластмассовое покрытие толщиной 0,125 мм.

§ 4. УТЯЖЕЛЕННЫЕ БУРИЛЬНЫЕ ТРУБЫ

Утяжеленные бурильные трубы (УБТ) представляют собой горячекатаные толстостенные трубы кольцевого сечения (рис. V.5). Известны конструкции утяжеленных бурильных труб квадратного сечения, а также с продольными либо спиральными канавками на наружной поверхности.

Утяжеленные бурильные трубы по ТУ 14-3-164—73 изготавливают двух типов: гладкие по всей длине (рис. V.5, а) и с конусной проточкой (рис. V.5, в), облегчающей захват и удержание трубы. Достаточная толщина стенок позволяет нарезать на концах трубы крупную коническую резьбу по подобию соединительной резьбы бурильных замков. Наддолотные УБТ в отличие от других имеют на обоих концах внутреннюю резьбу (рис. V.5, б, г).

В процессе бурения УБТ подвергаются вращению с знакопеременным изгибом. Наибольшие напряжения возникают в резьбовом соединении, обладающем меньшей жесткостью, чем тело трубы. Концентрация напряжений во впадинах резьбы снижает усталостную прочность УБТ. Разгружающие резьбовые канавки и обкатка роликом впадин резьбы и поверхности канавок способствуют повышению усталостной прочности УБТ.

В бурении широко применяются сбалансированные утяжеленные бурильные трубы УБТС, отверстие и наружную поверхность которых ме-

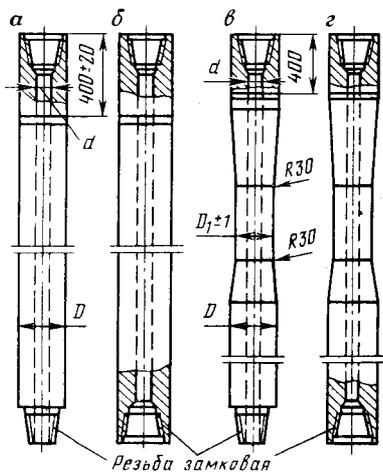


Рис. V.5. Утяжеленные бурильные трубы: а — промежуточная; б — наддолотная; в — промежуточная с проточкой; г — наддолотная с проточкой

Т а б л и ц а V.4 Техническая характеристика утяжеленных бурильных труб

Условное обозначение трубы	Наружный диаметр, мм	Обозначение резьбы	Внутренний диаметр, мм	Диаметр проточки под элеватор, мм	Теоретическая масса 1 м трубы, кг
УБТ-95	95	3-76	32	—	49
УБТ-108	108	3-88	38	—	63
УБТ-146	146	3-121	75	—	97
УБТ-159	159	3-133	80	—	116
УБТ-178	178	3-147	80	—	156
УБТ-203	203	3-171	100	—	192
УБТС-120	120	3-101	64	102	63,5
УБТС-133	133	3-108	64	115	83
УБТС-146	146	3-121	68	136	103
УБТС-178	178	3-147	80	156	156
УБТС-203	203	3-161	80	190	214,6
УБТС-219	219	3-171	110	190	221
УБТС-229	229	3-171	90	195	273,4
УБТС-245	245	3-201	135	220	258
УБТС-254	254	3-201	100	220	336,1
УБТС-273	273	3-201	100	220	397,1
УБТ-299	299	3-201	100	245	489,5

ханически обрабатывают, что обеспечивает прямолинейность отверстия и совпадение его оси с осью бурильной трубы. Благодаря этому снижается биение при вращении, а следовательно, уменьшается уровень динамических нагрузок и повышается запас прочности труб. Утяжеленные бурильные трубы УБТС изготавливают по ТУ 39-076—74 (табл. V.4).

§ 5. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ТРУБ

Трубы, муфты, переводники и другие элементы бурильной колонны соединяются коническими резьбами, которые по сравнению с цилиндрическими резьбами обладают важными для условий бурения преимуществами. Натяг, создаваемый при свинчивании конической резьбы, обеспечивает надежную герметизацию стыкуемых элементов бурильной колонны. В отличие от цилиндрической резьбы число оборотов, необходимое для свинчивания и развинчивания конической резьбы, не зависит от числа ниток, находящихся в сопряжении, и составляет

$$n = (2h + \Delta) / KP,$$

где h — рабочая высота профиля резьбы; Δ — диаметральный натяг свинченного соединения; K — конусность резьбы; P — шаг резьбы.

Из формулы следует, что число оборотов, необходимое для свинчивания, уменьшается при увеличении шага и конусности резьбы. Поэтому бурильные замки и другие часто свинчиваемые и развинчиваемые детали имеют более крупную коническую

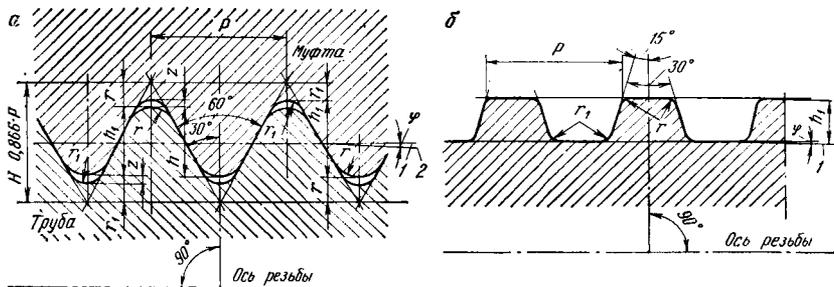


Рис. V.6. Резьба бурильных труб:

1 — линия, параллельная оси резьбы; 2 — линия среднего диаметра резьбы

резьбу. При свинчивании ниппель бурильного замка входит в муфту на достаточную глубину и благодаря этому обеспечивается самоцентрирование подвешенной к талевому механизму бурильной свечи относительно колонны труб, удерживаемой на столе ротора. Следует учитывать, что с увеличением шага и конусности уменьшается число ниток, находящихся в зацеплении. Увеличение глубины и шага резьбы повышает ее износостойкость и сопротивляемость смятию, но приводит к нежелательному уменьшению площади сечения под резьбой.

Коническая резьба по сравнению с цилиндрической того же диаметра обеспечивает более высокую прочность соединения на растяжение за счет большей площади опасных сечений, совпадающих с последними нитками резьбы. Для перенарезки конической резьбы достаточно отрезать 15—30 мм от торца резьбы.

Конические резьбы имеют различные профили. В трубах нефтяного сортамента наиболее распространены конические резьбы треугольного профиля с углом при вершине 60° , сопряжением по боковым сторонам профиля и зазорами по наружному и внутреннему диаметрам резьбы (рис. V.6, а). Расширяется область применения конических резьб с трапецидальным или упорным профилем, с сопряжением по внутреннему и наружному диаметрам резьбы и зазорами по одной из боковых сторон профиля (рис. V.6, б). В трапецидальной резьбе крупный шаг P совмещается с небольшой глубиной h_1 резьбы.

Расчетные диаметральные размеры конических резьб задаются в основной плоскости. Основной плоскостью называют перпендикулярное к оси резьбы расчетное сечение, расположенное на заданном расстоянии от базы конуса. За базу резьбового конуса на трубах обычно принимается конец сбегу резьбы (последняя риска на трубе), а у замковых резьб — упорный уступ ниппельной части и упорный торец муфтовой части. В основной плоскости размеры конической резьбы совпадают с размерами цилиндрической того же номинального диаметра. Конусность K определяется как разность одноименных диаметров (d_1 и d_2) в двух сечениях, перпен-

дикулярных к оси, отнесенная к расстоянию l между этими сечениями:

$$K = (d_1 - d_2) / l.$$

Угол между образующей конуса и осью резьбы называют углом уклона. Угол уклона φ и конусность связаны между собой зависимостью

$$K = 2 \operatorname{tg} \varphi.$$

Шаг резьбы измеряется параллельно оси резьбы трубы и муфты. Биссектриса угла профиля резьбы должна быть перпендикулярна к оси резьбы трубы и муфты.

Основные параметры профиля трубной резьбы по ГОСТ 631—75 приведены ниже.

Число ниток на длине 25,4 мм	8
Шаг резьбы P , мм	3,175
Глубина h_1 , мм	1,810
Рабочая высота профиля, мм	1,734
Радиус закруглений, мм:	
вершин профиля, r	0,508
впадин профиля r_1	0,432
Зазор z , мм	0,076
Конусность K	1 : 16
Угол уклона φ	1°47'24"

Трубная резьба нарезается на концах бурильных труб, в соединительных муфтах и присоединительных концах бурильных замков. На соединительных концах муфты и ниппеля бурильных замков (см. рис. V.3), утяжеленных бурильных труб, на наружных концах переводников ведущей трубы, а также в долотах и ловильном инструменте применяется замковая резьба по ГОСТ 5286—75. Основные параметры профиля замковой резьбы приведены ниже.

Число ниток на длине резьбы 25,4 мм	5	4	4
Шаг резьбы P , мм	5,08	6,35	6,35
Конусность резьбы K	1 : 4	1 : 4	1 : 6
Глубина h_1 , мм	2,993	3,742	3,755
Рабочая высота профиля h , мм	2,626	3,283	3,293
Радиус закругления впадин r_1 , мм	0,508	0,635	0,635
Высота среза вершин, мм	0,875	1,094	1,097
Угол уклона φ	7°7'30"	7°7'30"	4°45'48"

Для бурильных труб с коническими стабилизирующими поясками используют замки ЗШК и ЗУК, резьба которых по сравнению со стандартной замковой имеет укороченную на 25 % высоту профиля и на 23 % ширину среза вершин. Благодаря этому возрастают износостойкость резьбы и ее сопротивление усталости. Резьба этого типа применяется также в сбалансированных утяжеленных трубах.

В соединении бурильных труб с замками ЗШК и ЗУК (см. рис. V.3, б) используется трапецеидальная резьба ТТ (рис. V.6, б), размеры которой приведены ниже:

Шаг резьбы P , мм	5,08
Конусность резьбы K	1 : 32
Угол уклона φ	0°53'42"
Высота профиля резьбы h , мм	1,90 ^{+0,10}
Ширина площадки вершины профиля b , мм	1,99
Ширина площадки впадины b_1 , мм	2,18 ^{+0,05}
Радиус закругления вершины профиля, мм	0,3 ^{+0,1}
Радиус закругления впадин, мм	0,3 ^{+0,05}

Согласно требованиям ГОСТ 631—75, резьба труб и муфт должна быть оцинкована или фосфатирована. Для уменьшения износа замковых резьб и повышения их сопротивляемости коррозионной усталости применяют смазки, из которых наиболее эффективны ГС-1 и Р-416.

§ 6. МАТЕРИАЛ БУРИЛЬНЫХ ТРУБ

По ГОСТ 631—75 бурильные трубы и муфты изготавливаются из сталей, которые в зависимости от механических свойств разделяются по группам прочности.

Механические свойства

Группа прочности стали	Д	К	Е	Л	М	Р	Т
Временное сопротивление σ_B , МПа, не менее	650	700	750	800	900	1000	1100
Предел текучести σ_T , МПа, не менее	380	500	550	650	750	900	1000

Стали всех групп прочности имеют одинаковые пластические свойства: относительное удлинение $\delta = 10 \div 12\%$ (сталь группы Д—12—16 %); относительное сужение после разрыва $\psi \geq 40\%$; ударную вязкость $a_n \geq 400$ кДж/м².

Значения δ , ψ и a_n свидетельствуют о том, что стали всех групп прочности имеют одинаковые пластические свойства.

В ГОСТ 631—75 ограничивается содержание серы и фосфора (не более 0,045 % каждого), химический же состав сталей, используемых для изготовления бурильных труб, в нем не устанавливается. Для изготовления трубных изделий используются стали марок 45; 36 Г2С; 40Х; 40ХН; 40ХНМ; 20ХГ2Б. Трубы из стали группы прочности К и выше легируются с последующей термообработкой (нормализация, нормализация с отпуском), а трубы из углеродистых сталей проходят закалку и отпуск. Муфты для труб диаметром до 114 мм включительно выпускают из стали, прочность которой на одну группу превышает группу прочности трубы. Трубы диаметром свыше 114 мм и муфты к ним изготавливают из сталей одной группы прочности.

Для изготовления легкосплавных бурильных труб применяется дюралюминий — сплав алюминия с медью (3,8—4,9 %), магнием (1,2—1,8 %) и марганцем (0,3—0,9 %). В результате термообработки сплав Д16-Т приобретает следующие физико-механические свойства.

Плотность, кг/м ³	2,78 · 10 ³
Модуль упругости, МПа	72 · 10 ³
Коэффициент линейного расширения	22,7 · 10 ⁻⁶
Твердость по Бринеллю, МПа	1200
Ударная вязкость, 10 кДж/м ²	17
Предел прочности, МПа	470
Предел текучести, МПа	330
Относительное удлинение, %	10

Для изготовления утяжеленных бурильных труб типа УБТС по ТУ 39-076—74 используются стали марки 40ХН2МА и 38ХНЗМФА. Бурильные замки изготавливают из стали марки 40ХН, а соединительные концы для труб типа ТБПВ — из стали марки 45 либо 36Г2С.

§ 7. РАСЧЕТ БУРИЛЬНЫХ КОЛОНН

В процессе эксплуатации бурильные колонны испытывают различные по характеру и величине нагрузки. Согласно принятой методике, бурильные колонны рассчитывают на прочность от действия собственного веса, передаваемого крутящего момента и изгиба, вызванного потерей устойчивости в результате вращения. Нагрузки, возникающие в процессе ликвидации прихватов, разгона и торможения бурильной колонны при спуско-подъемных операциях, а также в результате трения о стенки скважины и вибраций, создаваемых долотом и забойным двигателем, учитываются при выборе необходимого запаса прочности.

Расчетные нагрузки зависят от конструкции бурильной колонны, способов и режимов бурения, поэтому они определяются после предварительного выбора режима бурения и типоразмеров утяжеленных и бурильных труб.

Диаметр УБТ выбирают в зависимости от диаметра долота и ожидаемых условий бурения (табл. V.5). При роторном бурении используют УБТ, диаметр которых составляет 0,65—0,85 диа-

Т а б л и ц а V.5 Рекомендуемые диаметры утяжеленных бурильных труб [42]

Диаметр долота, мм	Диаметр УБТ, мм	
	при нормальных условиях бурения	при осложненных условиях бурения
139,7—146,0	114	108
149,2—158,7	121 (133)	114
165,1—171,4	133 (146)	121
187,3—200,0	159	146
212,4—228,6	178	159
244,5—250,8	203	178
269,9	229	203
295,3	245	219
320,0	245	229
349,2	254	229
374,6 и более	273	254

Т а б л и ц а V.6 Рекомендуемые диаметры бурильных труб [42]

Диаметр обсадных труб, мм	Диаметр бурильных труб, мм	
	при роторном бурении	при турбинном бурении
178	89	89
194	102	102
219	114	114
245	127	127
273	140	140; 146
299	140	140; 146
324	—	140; 146
340	—	140; 146
406 и более	—	168

метра долота. Предпочтительны УБТ возможно большего диаметра. При бурении забойными двигателями диаметр УБТ обычно принимают равным диаметру используемого забойного двигателя.

Длина УБТ определяется из условий:

для роторного бурения

$$l_0 = 1,25P_d/q; \quad (V.1)$$

для бурения забойными двигателями

$$l_0 = (1,25P_d - G_{зд})/q, \quad (V.2)$$

где l_0 — длина УБТ, м; P_d — осевая нагрузка на долото, Н; q — вес 1 м УБТ, Н; $G_{зд}$ — вес забойного двигателя, Н.

Диаметр бурильных труб выбирают в зависимости от диаметра ранее спущенной обсадной колонны и способов бурения (табл. V.6).

Напряжения от собственного веса в сечении трубы, отстоящем на расстоянии x от нижнего конца бурильной колонны:

$$\sigma = G_x/F = KF_x\gamma/F = Kx\gamma, \quad (V.3)$$

где G_x — вес бурильной колонны длиной x ; F — площадь кольцевого сечения гладкой части бурильной трубы; x — длина колонны бурильных труб; γ — удельный вес материала труб; K — коэффициент, учитывающий вес бурильных замков и утолщенных концов трубы.

Из выражения (V.3) следует, что напряжения от собственного веса не зависят от диаметра и толщины стенки труб и возрастают с увеличением длины колонны. При длине x , когда величина $Kx\gamma$ достигает временного сопротивления материала σ_v , колонна бурильных труб разрушится от собственного веса.

Критической длиной L_K называется длина, при которой колонна труб разрушается от собственного веса. На основании выражения (V.3) имеем

$$L_K = \sigma_v/K\gamma. \quad (V.4)$$

Предельной длиной $L_{\text{пр}}$ называется длина, при которой напряжение от собственного веса бурильной колонны достигает предела текучести σ_T :

$$L_{\text{пр}} = \sigma_T / K\gamma. \quad (V.5)$$

Как видно, предельная глубина спуска не зависит от диаметра и толщины стенки и возрастает с увеличением предела текучести материала бурильных труб. С уменьшением диаметра и толщины стенки труб снижается вес бурильной колонны, что благоприятно влияет на работу подъемного механизма. Гидравлические сопротивления, возникающие при прокачке промывочного раствора, обратно пропорциональны диаметру проходного отверстия труб в пятой степени. Поэтому применение тонкостенных труб способствует снижению давления буровых насосов, необходимого для прокачки промывочной жидкости.

Согласно отраслевой методике расчета бурильных колонн на прочность, бурильная колонна, предназначенная для бурения с использованием забойных двигателей, рассчитывается на статическую прочность от действия собственного веса. Крутящий момент, создаваемый при работе долота, сравнительно мал и в расчете бурильной колонны на прочность не учитывается. При статическом растяжении опасными являются сечения в гладкой части бурильной трубы. Концевые участки бурильных труб вследствие их высадки имеют большее сечение и поэтому менее опасны.

На статическую прочность бурильную колонну рассчитывают, исходя из условия

$$\sigma = G/F \leq \sigma_T / [S_\sigma] = [\sigma], \quad (V.6)$$

где σ — напряжение растяжения; G — расчетная нагрузка; F — площадь поперечного сечения гладкой части бурильной трубы; σ_T — предел текучести материала; $[S_\sigma]$ — допускаемый запас прочности на растяжение.

В практических расчетах удобнее пользоваться условием прочности по предельным нагрузкам. Из формулы (V.6) имеем

$$G \leq \sigma_T F / [S_\sigma] = P_{\text{пр}} / [S_\sigma], \quad (V.7)$$

где $P_{\text{пр}}$ — предельная нагрузка, при которой напряжение в гладкой части бурильной трубы достигает предела текучести σ_T .

Значения предельных нагрузок в зависимости от типа, диаметра, толщины стенки и группы прочности бурильной трубы приводятся в справочных материалах по расчету бурильных труб [40, 42].

Расчетная нагрузка определяется по формуле

$$G = [(l - l_0)q + l_0q_0 + G_{\text{зд}}] (1 - \rho_{\text{ж}}/\rho) + (p_n + p_0) F_n, \quad (V.8)$$

где l и l_0 — длина бурильной колонны и УБТ, м; q и q_0 — вес 1 м бурильной трубы и УБТ, Н; $G_{\text{зд}}$ — вес забойного двигателя, Н; $\rho_{\text{ж}}$ и ρ — плотность промывочной жидкости и материала труб, кг/м³;

p_n и p_0 — перепад давления соответственно в забойном двигателе и долоте, Па; F_n — площадь проходного канала трубы, м².

Допускаемую глубину спуска бурильных труб можно вычислить, пользуясь выражениями (V.7) и (V.8):

$$l_{\text{доп}} = \frac{\frac{P_{\text{пр}}}{[S_{\sigma}]} - (l_0 q_0 + G_{3д})(1 - \rho_{\text{ж}}/\rho) - (p_n + p_0) F_n}{q(1 - \rho_{\text{ж}}/\rho)} + l_0. \quad (\text{V.9})$$

Необходимую группу прочности материала труб можно также определять при заданных длине бурильной колонны, диаметре и толщине стенки труб исходя из формул (V.6) и (V.8):

$$\sigma_T \geq \frac{[(l - l_0)q + l_0 q_0 + G_{3д}](1 - \rho_{\text{ж}}/\rho) + (p_n + p_0) F_n}{F} [S_{\sigma}]. \quad (\text{V.10})$$

В расчетах по рассматриваемой методике допускаемый запас прочности имеет регламентированное отраслевыми нормами значение. Если не учитывать облегчения бурильной колонны в промывочной жидкости, то допускаемый запас прочности принимается равным 1,3. При этом предполагается, что выталкивающая сила по своему значению равнозначна обратному действию всех других сил, неучитываемых при расчете действующих на бурильную колонну нагрузок.

Если допускаемая глубина спуска выбранных труб недостаточна для бурения на заданную глубину ($l_{\text{доп}} + l_0 < L$), то используются многосекционные либо многоразмерные бурильные колонны.

Многосекционные колонны состоят из бурильных труб одинакового диаметра, различающихся по предельной нагрузке из-за разной толщины стенки либо группы прочности. В этом случае длину наращиваемой секции определяют, исходя из формул V.7 и V.8. Так, например, для двухсекционной колонны длина второй (верхней) секции составляет

$$l_2 = (P_{\text{пр}2} - P_{\text{пр}1})/q_2 [S_{\sigma}], \quad (\text{V.11})$$

где $P_{\text{пр}1}$ и $P_{\text{пр}2}$ — предельные нагрузки бурильных труб первой и второй секций; q_2 — вес 1 м трубы второй секции, Н.

Общая длина колонны $L = L_{\text{доп}} + l_2 + l_0$.

Многоразмерные колонны состоят из бурильных труб разных диаметров. Диаметр бурильных труб возрастает от нижних секций к верхним. Длина каждой последующей секции определяется по формуле

$$l_m = (P_{\text{пр}m} - P_{\text{пр}(m-1)} - p_0 F'_K)/q_m [S_{\sigma}], \quad (\text{V.12})$$

где $P_{\text{пр}m}$ — предельная нагрузка бурильных труб m -й секции; $P_{\text{пр}(m-1)}$ — предельная нагрузка бурильных труб $(m-1)$ -й секции; q_m — вес 1 м труб m -й секции; F'_K — разность площадей проходных каналов труб m -й и $(m-1)$ -й секций.

Для удобства эксплуатации число секций бурильной колонны должны быть минимальным (одна — три).

При роторном бурении бурильная колонна испытывает одновременно растяжение от собственного веса, кручение от вращения бурильной колонны и долота; продольный изгиб, возникающий в результате потери устойчивости. Вращение изогнутой колонны вокруг собственной оси вызывает знакопеременные напряжения, приводящие к усталостным разрушениям труб. Опыт показывает, что большинство поломок происходит в резьбовой части трубы вследствие концентрации напряжений в резьбе. В соответствии с условиями нагружения бурильные колонны для роторного бурения рассчитываются на статическую прочность и сопротивление усталости.

Наибольшие напряжения от собственного веса и передаваемого крутящего момента испытывают верхние сечения бурильной колонны. Согласно теории наибольших касательных напряжений (третьей теории прочности), условие прочности при совместном растяжении и кручении выражается формулой

$$S = \sigma_r / \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \geq [S_\sigma], \quad (V.13)$$

где σ — напряжение растяжения; τ — касательное напряжение.

Растягивающее напряжение от собственного веса бурильной колонны без учета потери веса в промывочной жидкости

$$\sigma = [(l - l_0)q + ql_0]/F. \quad (V.14)$$

При бурении гидромониторными долотами учитывают растягивающую нагрузку от перепада давления в долоте.

Касательные напряжения определяются по формуле

$$\tau = M_k / W_k,$$

где M_k — крутящий момент; W_k — полярный момент сопротивления гладкой части трубы.

Крутящий момент принято определять по мощности, необходимой для вращения бурильной колонны и долота и разрушения забоя скважины:

$$M_k = (N_{х.в} + N_d) / \omega, \quad (V.15)$$

где $N_{х.в}$ и N_d — мощность соответственно на холостое вращение бурильной колонны и на вращение долота и разрушение забоя; ω — угловая скорость долота.

Мощность (в кВт), необходимая для холостого вращения бурильной колонны, определяется по формуле В. С. Федорова [40]:

$$N_{хв} = c \rho_{ж} g d^2 l n^{1.7}, \quad (V.16)$$

где $\rho_{ж}$ — плотность промывочной жидкости, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; d — наружный диаметр бурильной колонны, м; l — длина бурильной колонны, м; n — частота вращения, об/мин; c — коэффициент, зависящий от искривления сква-

Т а б л и ц а V.7. Мощность (в кВт), затрачиваемая на вращение долот и разрушение породы

Диаметр долота, мм	Осевая нагрузка на долото, кН	Частота вращения ротора, об/мин						
		68	92	118	168	220	296	420
394	140	32	—	48	—	70	—	—
346	90—100	14	28	42	56	—	—	—
346	120—140	28	56	80	—	—	—	—
346	150	—	60	70	84	—	160	210
295	90	—	—	—	—	42	—	78
295	120	—	—	—	—	60	—	110
295	130	—	—	—	—	72	—	—
295	140—160	—	—	—	—	84	84	108
269	100	—	12	—	—	—	—	—
269	150	—	17	—	—	—	—	—
269	175	—	21	28	—	—	—	—
243	70—80	—	10	15	25	—	—	—
140	55	2	—	—	—	—	—	—

жины: для вертикальных скважин $c=1,7 \cdot 10^{-9}$, направленно-искривленных при угле искривления $6-9^\circ$ $c=30,8 \cdot 10^{-9}$, при угле искривления $26-35^\circ$ $c=(47,5 \div 52,2) 10^{-9}$.

Мощность, необходимая для вращения долота и разрушения породы, определяется по опытным данным (табл. V.7) либо по эмпирическим формулам [6, 42].

При роторном бурении запас статической прочности буровой колонны без учета ее облегчения в жидкости должен быть не менее 1,4.

Расчет на сопротивление усталости является основным, так как большинство поломок буровых труб, наблюдаемых при роторном бурении, происходит в результате усталостных повреждений. При расчете на сопротивление усталости учитываются напряжения от собственного веса и изгиба буровой колонны. Напряжения σ_{\min} от собственного веса остаются постоянными и суммируются с переменными напряжениями σ_a от изгибающего момента

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} + 2\sigma_a.$$

Запасы прочности по амплитуде n_a и по максимальным напряжениям n_{\max} при рассматриваемых условиях нагружения определяются по формулам [33]:

$$n_a = (2\sigma_{-1d} - 2\psi_{\sigma d} \sigma_{\min}) / (1 + \psi_{\sigma d}) \sigma_a; \quad (V.17)$$

$$n_{\max} = [2\sigma_{-1d} + (1 - \psi_{\sigma d}) \sigma_{\min}] / (1 + \psi_{\sigma d}) (\sigma_{\min} + \sigma_a), \quad (V.18)$$

где σ_{-1d} — предел выносливости буровой трубы при симметричном изгибе; $\psi_{\sigma d}$ — коэффициент чувствительности материала труб к асимметрии цикла с учетом эффективного коэффициента концентрации напряжений $K_{\sigma d}$ в резьбовой части трубы.

Таблица V.8 Пределы выносливости бурильных труб по данным натуральных испытаний [36]

Тип бурильной трубы и резьбы	Диаметр трубы, мм	Материал труб		Предел текучести, МПа	Предел усталости, МПа	Коэффициент концентрации напряжений
		Марка стали	Группа прочности			
Резьба труб по ГОСТ 631—75	114	36Г2С	Д	500	50	7,8
	140			380	90	3,5
	140			500	60	6,5
	140	35ХГ2СВ	Л	550	85	4,4
	140			650	30	—
	140			650	35	—
Трубы ТБПВ	114			500	90	—
	146			380	10	—
Гладкая часть трубы	140	36Г2С	Д	500	115	3,4
	146			380	120	2,6
Трубы с блокирующими поясками	114	36Г2С		500	75	5,2
	89			3672С	500	75
Трубы легкосплавные	140	Д16-Т		330	30	5,4

Амплитуда напряжения, возникающая в резьбе бурильных труб в результате изгиба, определяется по формуле [40]:

$$\sigma_a = \pi^2 E I f / 2L^2 W_{из}, \quad (V.19)$$

где E — модуль упругости материала труб, Па; I — осевой момент инерции сечения труб, м⁴; f — стрела прогиба бурильной колонны, м; L — длина полуволны изогнутой бурильной колонны, м; $W_{из}$ — осевой момент сопротивления сечения в основной плоскости резьбы, м³.

Стрела прогиба

$$f = 1,1 (D_d - D) / 2,$$

где D_d — диаметр долота; D — диаметр бурильной трубы.

Длина полуволны изогнутой бурильной колонны определяется по формуле Г. М. Саркисова [40].

$$L = \frac{10}{\omega} \sqrt{0,5z + \sqrt{0,25z^2 + 0,2I\omega^2/q}} \quad (V.20)$$

где ω — угловая скорость бурильной колонны; z — координата рассматриваемого сечения, отсчитываемая от плоскости раздела сжатой и растянутой частей бурильной колонны, м; q — вес 1 см трубы, даН; I — осевой момент инерции сечения труб, см⁴:

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \approx 0,05 (D^4 - d^4).$$

(D и d — наружный и внутренний диаметры трубы).

В табл. V.8 приведены значения предела выносливости бу-

рильных труб по данным натуральных испытаний. При отсутствии опытных значений пределы выносливости труб определяют по расчетно-экспериментальным данным.

Соппротивление усталости резьбовых соединений считается обеспеченным, если запасы прочности составляют: $n_a = 2,5 \div 4$ и $n_{max} = 1,25 \div 2,5$ [33].

Глава VI

ОБСАДНЫЕ КОЛОННЫ

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ, КОМПОНОВКА, ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

Обсадные колонны используются для закрепления стенок скважины, сложенных недостаточно устойчивыми горными породами, разобщения различных пластов и создания долговременного канала для извлечения нефти и газа из скважины. Обсадные колонны могут служить каналом для нагнетания в скважины жидкости и газа. По назначению обсадные колонны подразделяются на:

направление — первая колонна труб, предназначенная для закрепления устья скважин от обрушения и размыва промывочным раствором, поступающим в процессе бурения из скважины в систему циркуляции;

кондуктор — колонна труб для разобщения верхних разрезов горных пород, изоляции водосодержащих горизонтов от загрязнения, монтажа противовыбросового оборудования и подвески последующих обсадных колонн;

промежуточные колонны для разобщения несовместимых по условиям бурения пластов, вскрываемых при углублении скважины до проектной глубины;

эксплуатационную колонну — последняя колонна труб, предназначенная для разобщения продуктивного пласта от всех остальных пород и извлечения нефти или газа в процессе эксплуатации скважины.

В тяжелых условиях бурения (искривление ствола, большое число рейсов) используются специальные виды промежуточных обсадных колонн — поворотные или сменные.

Обсадная колонна собирается из последовательно свинченных обсадных труб. После спуска в скважину затрубное пространство колонны закрепляется цементным раствором. Для долговременной эксплуатации скважин обсадные колонны должны обладать герметичностью, достаточной прочностью и износостойкостью. Важно, чтобы эти качества сочетались с легкостью и экономичностью обсадных колонн. Переход к бурению скважин малого диаметра с минимальными зазорами между муфтами обсадных труб и стенками ствола скважины, а также расширение производства высокопрочных труб будут способствовать макси-

мальному облегчению обсадных колонн и благодаря этому позволят существенно улучшить технико-экономические и качественные показатели буровых установок за счет представляющейся возможности снижения допускаемой нагрузки на крюке.

§ 2. ОБСАДНЫЕ ТРУБЫ

Обсадные трубы изготовляют из бесшовных стальных труб, на концах которых нарезают коническую соединительную резьбу. В отличие от бурильных концы обсадных труб не высаживаются, и поэтому их прочность на растяжение лимитируется прочностью резьбы.

ГОСТ 632—80 на обсадные трубы предусматривает их производство в двух исполнениях А и Б, отличающихся точностью и качеством изготовления. Обсадные трубы различаются также по типу соединения, диаметру и толщине стенки трубы, группе прочности стали и виду муфт.

По типу соединения предусмотрены пять разновидностей обсадных труб:

- трубы с короткой треугольной резьбой и муфты к ним;
- трубы с удлиненной треугольной резьбой и муфты к ним — У;
- трубы с трапецидальной резьбой и муфты к ним — ОТТМ;
- трубы с высокогерметичными соединениями и муфты к ним —

ОТТГ;

трубы безмуфтовые раструбные — ТБО.

В соединении всех разновидностей труб по ГОСТ 632—80 резьба имеет конусность 1:16. Треугольная резьба имеет форму и размеры, соответствующие показанным на рис. V.6, а (шаг 3,175 мм, угол профиля 60°). Посадка резьбы осуществляется по боковым сторонам профиля. При свинчивании труб с муфтами применяются смазки или другие уплотнители, обеспечивающие герметичность соединения и предохраняющие его от задиrow и коррозии.

Соединения с удлиненной резьбой обладают большей герметичностью и сопротивлением растяжению и применяются в тру-

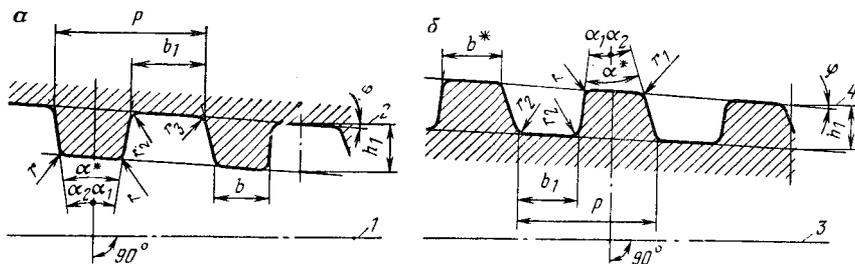


Рис. VI.1. Трапецидальная резьба обсадных труб:

а — муфта ОТТМ и ОТТГ и растянутый конец трубы ТБО; б — труба ОТТМ и ОТТГ и nippleный конец трубы ТБО; 1 — ось резьбы муфты ОТТМ и ОТТГ и раструбного конца трубы ТБО; 2 — линия, параллельная оси резьбы муфты ОТТМ и ОТТГ и раструбного конца трубы ТБО; 3 — ось резьбы трубы ОТТМ и ОТТГ и nippleного конца трубы ТБО; 4 — линия, параллельная оси резьбы трубы ОТТМ и ОТТГ и nippleного конца трубы ТБО

бах диаметром до 245 мм. Трубы с удлиненной резьбой обычно используются в верхних более нагруженных секциях обсадных колонн.

В соединении труб ОТТМ, ОТТГ и ТБО применяется трапецеидальная резьба, имеющая некоторые отличия от применяемой в бурильных трубах с коническими стабилизирующими поясками. Форма профиля трапецеидальной резьбы обсадных труб показана на рис. VI.1, а размеры приведены ниже.

Шаг резьбы P , мм	5,08
Высота профиля h_1 , мм	$1,60 \pm 0,03$
Угол наклона α^* , градус	13
Угол наклона стороны профиля	
α_1	$3^\circ \pm 1^\circ$ (исполнение А)
	$3^\circ \pm 1^\circ 30'$ (исполнение Б)
α_2	$10^\circ \pm 1^\circ$ (исполнение А)
	$10^\circ \pm 1^\circ 30'$ (исполнение Б)
Ширина вершины профиля b , мм	2,29
Ширина впадины профиля b_1 , мм	$2,43 \pm 0,05$
Радиус скругления профиля, мм:	
r	$0,20^{+0,05}$
r_1	$0,80^{+0,05}$
r_2	$0,20_{-0,05}$
r_3	$0,80_{-0,05}$
Угол наклона ϕ	$1^\circ 47' 24''$
Конусность $2tg \phi$	1 : 16

Прочность на растяжение в соединениях с трапецеидальной резьбой в 1,5—2 раза выше, чем с треугольной. Высокая сопротивляемость растяжению обеспечивается уменьшением угла наклона (3°) стороны профиля, что способствует более благоприятному распределению напряжений в резьбовой части трубы. Это позволяет при одинаковом запасе прочности использовать обсадные трубы с меньшей толщиной стенки (на 1—2 мм) по сравнению с трубами, имеющими треугольную резьбу. Вследствие увеличения шага число оборотов, необходимое для свинчивания труб с трапецеидальной резьбой, уменьшается примерно в 2 раза.

Трубы ОТТМ предназначены для использования в верхних секциях обсадных колонн.

Трубы ОТТГ и ТБО обладают высокой герметичностью соединения и предназначены для крепления глубоких и сверхглубоких скважин с давлением газа до 50 МПа. Повышение герметичности соединения этих труб обеспечивается коническими уплотнительными поверхностями, расположенными за резьбой со стороны меньшего диаметра. Кроме того, в соединении предусмотрен контакт по внутренним упорным торцам, обеспечивающий безззорную стыковку труб. Трубы ОТТГ и ТБО различаются концевыми участками: ОТТГ — гладкие с муфтами, ТБО — безмуфтовые, имеющие на одном конце наружную высадку под муфтовую резьбу соединения.

Трубы исполнения А и Б изготавливаются длиной от 9,5 до 13 м. В партии труб исполнения Б допускается до 20 % труб длиной от

8 до 9,5 м и не более 10 % труб длиной от 5 до 8 м. Длина обсадных труб определяется расстоянием между ее торцами, а при наличии навинченной муфты — расстоянием от свободного торца муфты до конца сбега резьбы противоположного конца трубы.

Согласно ГОСТ 632—80, обсадные трубы изготавливаются диаметром от 114 до 508 мм. В зависимости от диаметра труб толщина их стенок изменяется от 5,2 до 16,5 мм. Муфты имеют нормальный и уменьшенный наружный диаметр. Специальные муфты с уменьшенным наружным диаметром выпускают только для труб исполнения А. Резьба и уплотнительные конические расточки муфт должны быть оцинкованы или фосфатированы.

Обсадные трубы и муфты изготавливают из стали одной и той же группы прочности. По требованию потребителей специальные муфты с уменьшенным наружным диаметром к трубам ОТТМ и ОТТГ изготавливают из стали, группа прочности которой на одну группу выше, чем у трубы. Механические свойства сталей, применяемых для изготовления обсадных труб, приведены ниже.

Группа прочности стали . . .	Д	К	Е	Л	М	Р	Т
Временное сопротивление σ_B , МПа, не менее	655 (637)	(687)	689	758	862	1000	1103
Предел текучести σ_T , МПа:							
не менее	379 (373)	(490)	552	655	758	930	1034
не более	552	—	758	862	965	1137	1241
Относительное удлинение δ_5 , % , не менее	14,3 (16)	(12)	13	12,3	10,8	9,5	8,5

Примечания: 1. Значения показателей механических свойств, взятые в скобки, относятся к трубам исполнения Б. 2. Массовая доля серы и фосфора в стали не должна быть более 0,045% каждого.

К обсадным трубам и муфтам предъявляются следующие основные требования:

предельные отклонения по наружному диаметру труб всех условных диаметров +0,75 % (исполнение А); с условным диаметром до 219 мм включительно ± 1 % (исполнение Б); с условным диаметром больше 219 $\pm 1,25$ % (исполнение Б); предельные отклонения по толщине стенки — 12,5 %;

предельные отклонения по наружному диаметру муфт ± 1 %, но не более +3 мм, специальных муфт $\pm 0,8$ % и —0,4 мм;

предельное отклонение по длине муфт ± 3 мм.

Трубы и муфты к ним из сталей группы прочности К и выше подвергаются термической или термомеханической обработке. Трубы ТБО всех групп прочности подвергаются термической обработке после высадки раструбного конца.

Трубы с навинченными муфтами, а также раструбные безмуфтовые трубы должны выдержать испытание внутренним гидравлическим давлением согласно условию

$$p = 2sR/D, \quad (\text{VI.1})$$

где p — давление испытания, МПа; s — номинальная толщина стенки, мм; R — допускаемое напряжение, МПа; D — номинальный наружный диаметр трубы, мм.

Допускаемое напряжение принимается:

для труб исполнения А с условным диаметром 273 мм и более $R=0,6 \sigma_{T \min}$; для остальных труб этого исполнения $R=0,8 \sigma_{T \min}$; для труб исполнения Б с условным диаметром 219 мм включительно $R=0,8 \sigma_{T \min}$, более 219 мм $R=0,6 \sigma_{T \min}$.

Для труб, у которых давление ограничивается прочностью муфт, величина испытательного давления

$$p = 0,8 \sigma_{T \min} (D_m - d_p) / D_m, \quad (\text{VI.2})$$

где D_m — номинальный наружный диаметр нормальной и специальной муфты, мм; d_p — наружный диаметр резьбы муфты в плоскости торца трубы после свинчивания на муфтонаверточном станке, мм; $\sigma_{T \min}$ — минимальный предел текучести, МПа.

Величина испытательного давления для всех труб указана в ГОСТ 632—80.

§ 3. КОНСТРУКЦИЯ СКВАЖИНЫ И ДИАМЕТРЫ ОБСАДНЫХ КОЛОНН

Основные конструктивные параметры скважин — число и диаметр обсадных колонн, глубина их спуска, диаметр долот, которые необходимы для бурения под каждую обсадную колонну, а также высота подъема цементного раствора в затрубном пространстве.

Конструкции скважин разрабатываются с учетом следующих основных факторов:

геологических особенностей залегания горных пород, их физико-механических характеристик, наличия флюидосодержащих горизонтов, величины пластовых давлений и температур, а также давления гидроразрыва проходимых пород;

назначения и цели бурения скважины;

уровня организации техники, технологии бурения и геологической изученности района буровых работ;

предполагаемого метода заканчивания скважины;

уровня квалификации буровой бригады и организации материально-технического обеспечения;

способа бурения скважины;

способов и техники освоения, эксплуатации и ремонта скважин.

Наряду с технологическими, эксплуатационными и экономическими факторами при выборе и расчете конструкции скважин необходимо учитывать параметры и режимы работы буровых машин, обеспечивающих бурение и крепление скважины. Недооценка этого фактора приводит к неоправданному увеличению мощности буровых лебедок, насосов, ротора, забойных двигателей, а также грузоподъемности вышек и талевого системы. В результате возрастает масса буровых комплексов, ухудшаются их транспортабельность и монтажеспособность, увеличиваются материальные и трудовые затраты, связанные с ремонтом и тех-

ническим обслуживанием. Поэтому одно из важных направлений совершенствования конструкций скважин — уменьшение диаметров, а следовательно, и веса обсадных колонн за счет уменьшения конечного диаметра скважины, рационального сочетания диаметров обсадных колонн и долот, использования в компоновках промежуточных и эксплуатационных колонн высокопрочных обсадных труб с муфтами уменьшенного диаметра и безмуфтовых обсадных труб.

Основой выбора конструкции скважины является диаметр эксплуатационной колонны, назначаемый в зависимости от ожидаемого дебита нефти или газа и возможности выполнения геофизических, ремонтных, ловильных работ, а также монтажа и технического обслуживания скважинного оборудования для механизированной добычи нефти. В разведочных скважинах диаметр эксплуатационной колонны определяется по числу промежуточных обсадных колонн и с учетом требований, обеспечивающих извлечение качественного кернового материала и испытание вскрытых объектов на приток. С уменьшением диаметра эксплуатационной колонны уменьшаются диаметры промежуточных колонн, кондуктора, направления, используемых долот.

Одновременно следует учитывать, что сопротивление труб наружному и внутреннему давлению возрастает с уменьшением их диаметра. Поэтому масса и стоимость обсадных колонн малого диаметра снижаются при уменьшении как диаметра, так и толщины стенки и группы прочности используемых труб. При строительстве скважин малого диаметра экономятся энергия, металл, цемент, буровой раствор, химические реагенты, утяжелитель. Указанные и некоторые другие преимущества скважин малого диаметра приобретают особую важность при кустовом бурении на море и суше.

Уменьшение диаметра скважин позволяет сократить расстояние между их устьями и увеличить число скважин на одном кусте, в результате чего снижаются затраты на строительство морских оснований и обустройство площадей для бурения и эксплуатации нефтяных и газовых скважин. Так, в Каспийском море (Банка Дарвина) с индивидуального морского основания вместо обычных 16—24 были пробурены 32 скважины малого диаметра.

Диаметр долот для бурения под обсадную колонну выбирают в зависимости от диаметра муфты используемых обсадных труб:

$$D_d = D_m + \Delta_k, \quad (VI.3)$$

где D_d — диаметр долота; D_m — диаметр муфты обсадной трубы; Δ_k — диаметральный зазор между стволом скважины и муфтами обсадных труб.

Зазор между стволом скважины и диаметром муфт должен быть достаточным для беспрепятственного спуска обсадной колонны. Величина зазора выбирается в зависимости от диаметра обсадной колонны с учетом глубины ее спуска, искривленности

Таблица VI.1

Диаметр, мм		Диаметраль- ный зазор, мм	Диаметр, мм		Диаметраль- ный зазор, мм
обсадной колонны	муфты обсад- ных труб		обсадной колонны	муфты обсад- ных труб	
114	133	15	245	270	30
127	146	15	273	299	35
140	159	20	299	324	35
146	166	20	324	351	45
168	188	25	340	365	45
178	196	25	351	376	45
194	216	25	377	402	50
219	245	30	377		50

ствола, устойчивости стенок скважины и других факторов. Опыт бурения, накопленный за последние годы, свидетельствует о стремлении уменьшить зазор между стволом скважины и муфтами обсадных колонн. Обсадные колонны диаметром 114—219 мм успешно спускают в скважины при диаметральных зазорах 6—18 мм. Вследствие уменьшения диаметральных зазоров достигается дополнительная экономия средств, расходуемых на строительство скважин. Этому же способствует применение безмуфтовых обсадных труб и сварных колонн.

В табл. VI.1 приведены наибольшие значения диаметральных зазоров между стволом скважины и муфтами обсадных труб, рекомендуемых на основе опыта бурения в Азербайджане.

Диаметры промежуточной колонны, кондуктора и направления определяют по диаметру долота для бурения под последующую колонну. Так, диаметр промежуточной колонны выбирают по диаметру долота для бурения ствола скважины под эксплуатационную колонну. При этом внутренний диаметр промежуточной колонны должен быть больше диаметра долота, выбранного для бурения ствола скважины под эксплуатационную колонну, чтобы обеспечить возможность его спуска на забой для дальнейшего углубления скважины. В соответствии с этим внутренний диаметр каждой ранее спускаемой колонны определяется из условия

$$d = D_d + \Delta, \quad (\text{VI.4})$$

где d — наименьший внутренний диаметр обсадной трубы; D_d — диаметр долота для бурения ствола под последующую колонну обсадных труб; Δ — зазор между внутренним диаметром обсадной трубы и долотом.

С учетом допусков на диаметры обсадных труб и долот величина зазора Δ должна быть не менее 4—6 мм и не более 10—20 мм [34]. По полученному результату из ГОСТ 632—80 выбирают обсадную трубу, минимальный внутренний диаметр которой наиболее близко соответствует расчетному. На рис. VI.2 приве-

§ 4. РАСЧЕТ ОБСАДНЫХ КОЛОНН НА ПРОЧНОСТЬ

Обсадные колонны рассчитывают на прочность согласно инструкции, разработанной ВНИИТнефтью [16]. Наблюдения показывают, что обсадные колонны разрушаются под действием избыточных внутренних и наружных давлений, а также собственного веса. Распространены повреждения обсадных колонн вследствие их протирания бурильными трубами при роторном бурении и нарушения герметичности резьбовых соединений.

Прочность обсадных колонн рассчитывается по следующим условиям:

на внутреннее давление

$$n = p_{\tau}/p_{в} \geq [n]; \quad (VI.5)$$

на наружное давление

$$S = p_{кр}/p_{н} \geq [S]; \quad (VI.6)$$

на растяжение

$$K = p_{ст}/G \geq [k], \quad (VI.7)$$

где p_{τ} , $p_{кр}$, $p_{ст}$ — предельные внутреннее и наружное давления, и растягивающая нагрузка обсадной колонны; $p_{в}$, $p_{н}$, G — избыточные внутреннее и наружное давления, растягивающая нагрузка; n , S , k — запасы прочности по внутреннему, наружному давлению и растягивающей нагрузке; $[n]$, $[S]$, $[k]$ — допускаемые запасы прочности обсадных колонн по внутреннему, наружному давлению и растяжению.

Допускаемые запасы прочности, регламентированные инструкцией по расчету прочности обсадных колонн, приведены в табл. VI.2.

Предельное внутреннее давление, характеризующее сопротивление трубы внутреннему давлению, определяется по давлению, при котором напряжения в меридиональном сечении трубы достигают предела текучести. Величина этого давления, зависящая от диаметра, толщины стенки и материала трубы, вычисляется по формуле

$$p_{\tau} = 2\delta\sigma_{\tau}c/D, \quad (VI.8)$$

где δ — номинальная толщина стенки трубы, мм; σ_{τ} — предел текучести материала труб, МПа; D — наружный диаметр трубы, мм; c — коэффициент, учитывающий допускаемое по ГОСТ 632—80 отклонение толщины стенки трубы от номинального значения ($c = 0,875$).

Сопротивление трубы внутреннему давлению, согласно формуле (VI.8), возрастает с уменьшением диаметра и увеличением толщины стенки и прочности материала труб. Предельные внутренние давления обсадных труб, рассчитанные по формуле (VI.8), приводятся в справочниках по трубам нефтяного сортамента и в других литературных источниках [40, 42].

Таблица VI.2

Эксплуатационная колонна		Промежуточная колонна	
Конструкция и условия эксплуатации	Запас прочности	Конструкция и условия эксплуатации	Запас прочности
<i>По внутреннему давлению [п]</i>			
Диаметр труб 114—219 мм	1,15	Диаметр трубы 114—219 мм	1,15
Диаметр труб > 219 мм	1,52	Диаметр трубы > 219 мм	1,52
<i>По наружному давлению [S]</i>			
Секции труб, находящиеся в зоне эксплуатационного горизонта (в зависимости от устойчивости коллектора)	1—1,3	Все секции	1,10
Остальные секции колонны	1,0	Напряжение в сечении колонны от собственного веса > 0,56	1,1
<i>По растяжению от собственного веса [k]</i>			
Вертикальная скважина			
Диаметр труб 114—168 мм, длина колонны до 3000 м	1,15	Диаметр труб 114—168 мм, длина колонны до 3000 м	1,15
То же, длина колонны > 3000 м	1,3	Диаметр труб 178—245 мм, длина колонны до 1500 м	1,3
Диаметр труб 178—219 мм, длина колонны до 1500 м	1,3	Диаметр труб 178—245 мм, длина колонны > 1500 м	1,45
То же, длина колонны > 1500 м	1,45	Диаметр труб 273—324 мм, длина колонны до 1500 м	1,45
Наклонная скважина			
Диаметр труб 114—168 мм, длина колонны до 3000 м	1,3	Диаметр труб 273—324 мм, длина колонны > 1500 м	1,6
То же, длина колонны > 3000 м	1,3	Диаметр труб > 324 мм, длина колонны > 1500 м	1,75
Диаметр труб 178—219 мм, длина колонны до 1500 м	1,45		
То же, длина колонны > 1500 м	1,45		

Предельное наружное давление называется критическим и характеризуется давлением, при котором напряжение в сечении трубы достигает предела текучести. Критическое давление определяется экспериментально либо по формуле Г. М. Саркисова [40].

$$p_{кр} = 1,1K_{\min} \left\{ \sigma_p + EK_0^2 \rho \left(1 + \frac{3e}{2\rho^3 K_{\min}} \right) - \sqrt{\left[\sigma_p + EK_0^2 \rho \left(1 + \frac{3e}{2\rho^3 K_{\min}} \right) \right]^2 - 4EK_0^2 \rho \sigma_p} \right\}, \quad (VI.9)$$

где σ_p — предел пропорциональности, который для трубных сталей принимается равным пределу текучести, МПа; E — модуль упругости, $2,1 \cdot 10^5$ МПа; $K_{\min} = \delta_{\min}/D$; $K_0 = \delta_0/D$; $\rho = \delta_0/\delta_{\min}$; $\delta_{\min} = 0,875 \delta$; $\delta_0 = 0,905 \delta$; $\rho = 1,034$; e — овальность трубы, наибольшее расчетное значение которой для труб диаметром (в мм) составляет: 114—219—0,01, 245—324—0,015; свыше 324—0,02.

Критические давления обсадных труб, вычисленные по формуле (VI.9), приводятся в литературе [42]. Смятие трубы происходит при давлениях, превышающих критическое на 10—18 %.

Предельная растягивающая нагрузка называется страгивающей и определяется нагрузкой, при которой напряжение в основной плоскости резьбы достигает предела текучести. Страгивающая нагрузка обсадной трубы (в МН) определяется по формуле

$$P_{\text{ст}} = \frac{\pi D_0 b \sigma_T}{1 + \eta \frac{D_0}{2l} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}, \quad (\text{VI.10})$$

где D_0 — средний диаметр сечения в основной плоскости резьбы (первой полной нитки), м; $D_0 = D - 2h_1 - b$; h_1 — глубина резьбы, м; b — толщина стенки трубы в основной плоскости резьбы, м; $\eta = b/(\delta + b)$ — коэффициент разгрузки; l — длина резьбы до основной плоскости, м; α — угол между опорной поверхностью резьбы и осью трубы; φ — угол трения (принимается $\varphi = 7^\circ$);

Значения страгивающих нагрузок обсадных труб, вычисленные по формуле (VI.10), приводятся в литературе [42].

Избыточные давления вычисляют по наиболее опасному сочетанию внутренних и наружных давлений, действующих на обсадную колонну при опробовании, эксплуатации и ремонте скважины.

Избыточное наружное давление для первых разведочных скважин определяют по формулам:

при расчете колонн нефтяных скважин

$$p_n = \rho g z \quad \text{при } 0 \leq z \leq H; \quad (\text{VI.11})$$

$$p_n = g [\rho_p z - \rho (z - H)] \quad \text{при } H \leq z \leq L; \quad (\text{VI.12})$$

при расчете колонн газовых скважин

$$p_n = g \rho_p z - p_{\text{min}} \quad \text{при } 0 \leq z \leq H. \quad (\text{VI.13})$$

Здесь H — расстояние от устья до уровня жидкости в колонне, м; z — расстояние от устья скважины до рассчитываемого сечения, м; L — глубина скважины, м; p_{min} — наименьшее внутреннее давление в газонефтяной или газовой скважине при окончании эксплуатации, Па; ρ_p — плотность бурового раствора за колонной, кг/м³; ρ — плотность жидкости внутри колонны, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Внутреннее наименьшее давление принимают по устьевому и забойному давлению в конце эксплуатации скважины, а распределение давления по длине колонны принимается линейным. Избыточное наружное давление в незацементированных и цементированных зонах с учетом пластового давления для достаточно изученных районов рассчитывают по уточненным геологическим данным.

Растягивающую нагрузку от собственной массы спущенной колонны определяют по формуле

$$G = \sum_{i=1}^m l_i q_i g, \quad (\text{VI.14})$$

где m — число секций обсадной колонны; l_i — длина i -й секции обсадной колонны, м; q_i — теоретическая масса 1 м труб в i -й секции обсадной колонны (приводится в справочниках по обсадным трубам), кг.

Конструкция колонны состоит из отдельных секций труб, удовлетворяющих условию равнопрочности. Для выбора равнопрочных секций эксплуатационную обсадную колонну рассчитывают в следующем порядке.

1. По формулам (VI.11) — (VI.13) находят наружные избыточные давления при глубинах $z=0$, $z=H$ и $z=L$ и строят эпюру действующих по длине колонны наружных давлений.

2. По табл. VI.2 принимают запас прочности $[S_1]$ по наружному давлению $p_{н1}$ и затем по справочным данным выбирают для I секции обсадную трубу, критическое сминающее давление которой удовлетворяет условию (VI.6): $p_{крI} = P_{н1} [S_1]$.

3. Задаваясь длиной I секции l_1 , которая должна быть равна высоте эксплуатационного горизонта, по эпюре либо по формулам (VI.11) — (VI.13) определяют наружное давление $p_{нII}$ на нижнем конце II секции, т. е. на глубине $L_2 = L - l_1$, где $L_1 = L$ — длина колонны от устья до башмака.

Вес I секции $G_1 = l_1 q_1 g$, где q_1 — теоретическая масса 1 м труб I секции, кг.

4. Приняв запас прочности для остальных секций труб $[S]$, выбирают трубы для II секции по условию: $p_{крII} \geq p_{нII} [S]$.

5. Для определения длины II секции предварительно выбирают трубы III секции. Вследствие сравнительно меньшей глубины подвески критическое давление труб III секции $p_{крIII} < p_{крII}$. Исходя из $p_{крIII}$, можно вычислить предельную глубину спуска труб III секции по формуле

$$L_3 = \frac{p_{крIII} [S] - \rho g H}{(\rho_p - \rho) g}.$$

Длина II секции колонны $l_2 = L_2 - L_3$; вес II секции $G_2 = l_2 q_2 g$.

6. Для определения длины III секции l_3 необходимо выбрать трубы IV секции, определить $p_{крIV}$ по таблице и рассчитать предельную глубину их спуска:

$$L_4 = \frac{p_{крIV} [S] - \rho g H}{(\rho_p - \rho) g}.$$

Длина III секции колонны $l_3 = L_4 - L_3$; в III секции $G_3 = l_3 q_3 g$.

7. Аналогично рассчитывают длины последующих верхних секций колонны, пока $\sum_1^i q_i l_i g < P_{ст.i}$.

Если $\Sigma q_i l_i g$ окажется близкой к $P_{ст i}$, то длину i -й секции определяют из расчета на растяжение по условию (VI.7):

$$\frac{P_{ст i}}{[k]} = [P_{ст i}] = (l_1 q_1 + l_2 q_2 + \dots + l_{i-1} q_{i-1} + l_i q_i) g,$$

откуда

$$l_i = \frac{[P_{ст i}] - (l_1 q_1 + l_2 q_2 + \dots + l_{i-1} q_{i-1}) g}{q_i g},$$

где $P_{ст i}$ — сдвигающая нагрузка труб i -й секции; $[k]$ — запас прочности по растяжению (принимается по табл. VI.2); $[P_{ст i}]$ — допускаемая сдвигающая нагрузка труб i -й секции.

Секция i разделяет колонну на две части, из которых нижняя рассчитана по наружному давлению, а верхняя — на растяжение. Прочность труб $(i+1)$ -й и последующих секций по мере приближения к устью должна возрастать вследствие увеличения собственного веса колонны.

8. Для определения длины $(i+1)$ -й секции выбирают трубы этой секции, имеющие сдвигающую нагрузку $P_{ст(i+1)}$. Длина $(i+1)$ -й секции

$$l_{i+1} = \frac{[P_{ст(i+1)}] - [P_{ст i}]}{q_{i+1} g},$$

так как согласно предыдущему

$$[P_{ст i}] = (l_1 q_1 + l_2 q_2 + \dots + l_i q_i) g.$$

Аналогично рассчитывают длины последующих верхних секций, пока общая длина всех секций не станет равной длине проектируемой обсадной колонны:

$$L = l_1 + l_2 + \dots + l_i + \dots + l_m.$$

Общий вес колонны

$$G = (l_1 q_1 + l_2 q_2 + \dots + l_i q_i + \dots + l_m q_m) g.$$

Рассмотренная методика применима для расчета прочности промежуточной обсадной колонны. При отсутствии наружного избыточного давления эту колонну рассчитывают по растягивающей нагрузке и внутреннему избыточному давлению. У устья скважины и над башмаком промежуточной колонны устанавливают 100—150 м труб с толщиной стенки 10 мм и более для предупреждения протирания труб в процессе бурения и спуско-подъемных операций. Пример расчета обсадных колонн приведен в табл. 3П приложения.

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Буровой ротор, сокращенно называемый ротором или вращателем, предназначен для выполнения следующих операций:

вращения поступательно движущейся бурильной колонны в процессе проходки скважины роторным способом;

восприятия реактивного крутящего момента и обеспечения продольной подачи бурильной колонны при использовании забойных двигателей;

удержания бурильной или обсадной колонны труб над устьем скважины при наращивании и спуско-подъемных операциях;

поворачивания инструмента при ловильных работах и других осложнениях, встречающихся в процессах бурения и крепления скважины.

Роторы относятся к числу основных механизмов буровой установки и различаются по диаметру проходного отверстия, мощности и допускаемой статической нагрузке. По конструктивному исполнению роторы делятся на неподвижные и перемещающиеся возвратно-поступательно относительно устья скважины в вертикальном направлении.

Привод ротора осуществляется посредством цепных, карданных и зубчатых передач от буровой лебедки, коробки перемены передач либо индивидуального двигателя. В зависимости от привода роторы имеют ступенчатое, непрерывно-ступенчатое и непрерывное изменение скоростей и моментов вращения. Для восприятия реактивного крутящего момента они снабжаются стопорными устройствами, установленными на быстроходном валу либо столе ротора. Подвижные детали смазываются разбрызгиванием и принудительным способом. Поставляются роторы в двух исполнениях — с пневматическим клиновым захватом ПКР для удержания труб и без ПКР.

Конструкция ротора должна обеспечить необходимые удобства для высокопроизводительного труда и отвечать требованиям надежности и безопасного обслуживания. При этом габариты ротора должны быть ограничены площадью, отводимой для его установки на буровой площадке. Роторы, используемые в буровых установках различных классов и модификаций, должны быть максимально унифицированы по техническим параметрам и конструкции.

§ 2. УСТРОЙСТВО И УСЛОВИЯ РАБОТЫ

В буровых установках для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения используются роторы, неподвижно устанавливаемые над устьем скважины. По конструктивной схеме они

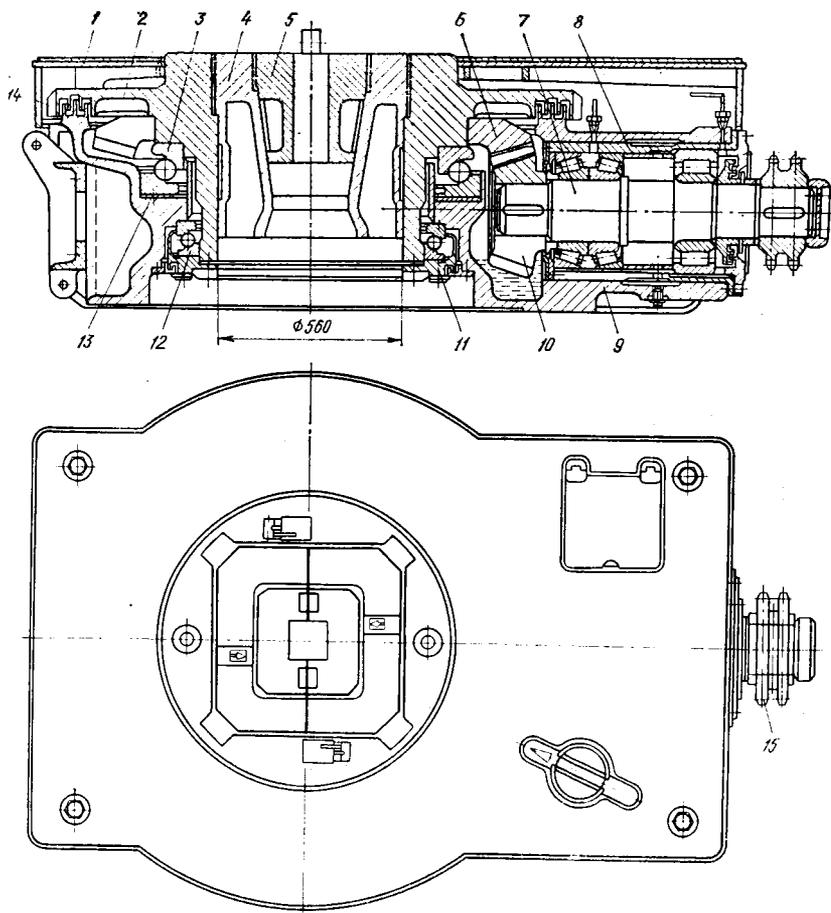


Рис. VII.1. Буровой ротор УР-560

напоминают конический редуктор, ведомый вал которого выполнен в виде вертикального полого цилиндра. Типовая конструкция ротора (рис. VII.1) состоит из станины 9 и стола 2, приводимого во вращение от быстроходного вала 7 при помощи конических шестерни 10 и колеса 6. Межосевой угол передачи составляет 90° .

Станина ротора в большинстве случаев выполняется литой из конструкционных нелегированных сталей. Форма и геометрические размеры ее определяются конструктивными, эксплуатационными, технологическими и эстетическими требованиями. В станине имеются горизонтальная и вертикальная расточки для размещения быстроходного вала и стола ротора. Толщина ее стенок 15—30 мм. Следует иметь в виду, что увеличение толщины стенок приводит к неоднородности микроструктуры металла из-за воз-

растающей разности скоростей охлаждения сердцевины и поверхностного слоя отливки. Поэтому для получения качественных отливок толщина стенок станины ротора выбирается с учетом требований технологии литейного производства. Необходимую прочность и жесткость придают ребра на внутренних стенках станины. В основании ее имеются отверстия для стропов, используемых для перемещения ротора в подвешенном состоянии.

Стол 2 ротора представляет собой полу стальную отливку с наружным диском, прикрывающим вертикальную расточку станины. В верхней части он имеет квадратное углубление для разъемного вкладыша (штулки) 4. В свою очередь, вкладыши имеют квадратное углубление для зажима 5, переходящее в конус. При бурении во вкладыши вставляются квадратные либо роликовые зажимы ведущей трубы, а при спуско-подъемных операциях — клинья, удерживающие колонну труб над ротором. Разъемная конструкция вкладышей и зажимов обеспечивает установку их в ротор в тех случаях, когда его отверстие занято трубой. Штулки и зажимы удерживаются в роторе при помощи поворотных защелок. Между зажимом и ведущей трубой возникает трение скольжения, вызывающее износ поверхностей их контакта. При использовании роликовых зажимов ведущая труба перекачивается по роликам, установленным на подшипниках качения, и благодаря этому ее износ значительно снижается.

Стол ротора с напрессованным коническим колесом устанавливается в вертикальной расточке станины на основной 3 и вспомогательной 12 опорах. В качестве опор используются упорно-радиальные шариковые подшипники, которые вследствие зеркального расположения и осевой затяжки способны воспринимать двусторонние осевые нагрузки.

На основную опору действуют собственный вес стола ротора и колонны труб, удерживаемой им при спуско-подъемных операциях. В процессе бурения скважины бурильная колонна подвешивается к вертлюгу и на основную опору действуют собственный вес стола и силы трения, возникающие в результате скольжения ведущей трубы относительно зажимов 5 ротора. Подшипники и стол ротора вращаются при роторном бурении и остаются неподвижными при спуско-подъемных операциях и бурении забойными двигателями, если не учитывать их вращения при периодическом проворачивании бурильной колонны с целью предупреждения прихватов.

На вспомогательную опору действуют усилие от предварительного осевого натяга подшипника и случайные нагрузки от трения и ударов, возникающие при подъеме труб, долота и другого инструмента в результате их раскачивания и смещения относительно оси стола ротора. Важное значение для нормальной работы ротора имеет осевой предварительный натяг вспомогательного подшипника. Правильно выбранный натяг обеспечивает плотное прилегание шариков к беговым дорожкам, уменьшает износ поверхностей качения, повышает долговечность и нагру-

жаемость подшипников, предупреждает вращение шариков под действием гироскопических моментов и благодаря этому снижает коэффициент трения.

Чрезмерный натяг столь же опасен, как и недостаточный, так как вызывает затемнение шариков, перегрузку поверхностей качения и повышенное тепловыделение. Натяг подшипника основной опоры создается собственным весом стола ротора, а осевое его положение регулируется стальными прокладками 13, установленными под нижним кольцом основной опоры. Осевой натяг вспомогательного подшипника регулируется прокладками, которые устанавливаются между нижним торцом стола ротора и фланцем 11, соединяемыми болтами.

Вследствие неизбежной несоосности центрирующих поверхностей стола и станины ротора шарики могут сместиться от оси симметрии беговых дорожек и в результате этого нарушится правильная работа подшипников. Для устранения несоосности центрируется одно кольцо подшипника, а другое свободно перемещается по радиусу. Под действием нагрузки свободное кольцо самоцентрируется относительно шариков и благодаря этому обеспечивается равномерное нагружение шариков, способствующее увеличению долговечности подшипника. Обычно свободное кольцо подшипника устанавливается в станине ротора.

Упорно-радиальные шариковые подшипники выбираются по диаметру проходного отверстия стола ротора. Нагрузочная способность подшипников заданного диаметра и типа зависит от их серии. В основной опоре стола ротора используются подшипники с шариками диаметром 63,5—101,6 мм, а во вспомогательной опоре — подшипники более легких серий с шариками диаметром 38,1—47,6 мм. Конические роликоподшипники, обладающие по сравнению с шариковыми более высокой несущей способностью, в опорах стола ротора используются в редких случаях. Это обусловлено сравнительно высокой их стоимостью и повышенной чувствительностью к перекосам, вызывающим резкое снижение срока их службы. Относительное положение основной и вспомогательной опор ротора может быть иным. Например, в роторе УР-760 вспомогательная опора устанавливается над основной.

Быстроходный вал с конической шестерней, закрепленной шпонкой, монтируется в стакане 8 и в собранном виде устанавливается в горизонтальную расточку станины. Стакан предохраняет станину от вмятин, образующихся при установке подшипников и их проворачивании под нагрузкой. Консольное расположение шестерни на быстроходном валу удобно для компоновки и сборки ротора. Однако при этом возрастают требования к жесткости вала, так как вследствие его деформации нарушается равномерное распределение контактных давлений в зацеплении шестерни и колеса, что приводит к снижению их долговечности.

В этом отношении благоприятнее располагать шестерню между двумя опорами. Однако, учитывая удобство монтажа и ремонта, быстроходные валы во всех конструкциях роторов изготавливаются

с консольным расположением шестерни. При этом для снижения изгибающего момента шестерня максимально приближена к опоре вала. На наружном конце быстроходного вала установлена цепная звездочка 15 либо карданная муфта. Для безопасности и удобства обслуживания ротор закрывается крышкой 1.

При бурении забойными двигателями стол ротора стопорится и благодаря этому предотвращается вращение бурильной колонны под действием реактивного крутящего момента. Стопорение осуществляется фиксатором, который входит в радиальные пазы 14 диска стола ротора.

В роторе, изображенном на рис. VII.2, на быстроходном валу установлено колесо 14 с пазами для зацепления со стопором 13, передвигающимся в направляющих втулках станины посредством рукоятки 11. Последняя соединяется с валиком 12, имеющим шестеренку, которая входит в зацепление с зубьями стопора. Шестеренка удерживает стопор от вращения, а рукоятка 11 фиксирует крайние его положения. Благодаря установке стопорного устройства на быстроходном валу крутящий момент, действующий на стопорное устройство, уменьшается. Однако коническая передача и подшипники ротора воспринимают действие реактивного момента, что приводит к снижению срока их службы.

В роторах сравнительно небольшой мощности трущиеся детали смазывают разбрызгиванием. При больших мощностях, вызывающих интенсивное тепловыделение, а также вследствие конструктивной компоновки ротора, затрудняющей смазку подшипников и зубчатой передачи разбрызгиванием, применяют циркуляционную систему смазки.

Подшипники быстроходного вала смазывают жидким маслом, заправляемым в стакан через заливные отверстия. Уровень масла при заправке и эксплуатации контролируется с помощью жезлового маслоуказателя 7. Для предотвращения вытекания масла наружная торцовая крышка стакана снабжена гребенчатым лабиринтным уплотнением. Внутренний торец стакана имеет крышку с отражательным диском, предохраняющим масло от загрязнения промывочным раствором и продуктами износа, попадающими в смежную масляную ванну, которая используется для смазывания конической передачи и подшипников стола ротора.

Следует иметь в виду, что в конических подшипниках ролики, действуя подобно лопастям центробежного насоса, нагнетают масло в полость между подшипником и крышкой, что приводит к дополнительной его утечке через уплотнение вала. Особенно остро это проявляется в том случае, когда ролики расходятся в сторону уплотнения и оси их качения скрещиваются между подшипниками (X-образная схема установки конических подшипников). Поэтому показанная на рис. VII.3 схема установки подшипников 5, когда ролики сходятся в сторону уплотнения и оси их качения скрещиваются вне подшипников (O-образная схема), более предпочтительна. Для предохранения подшипников от

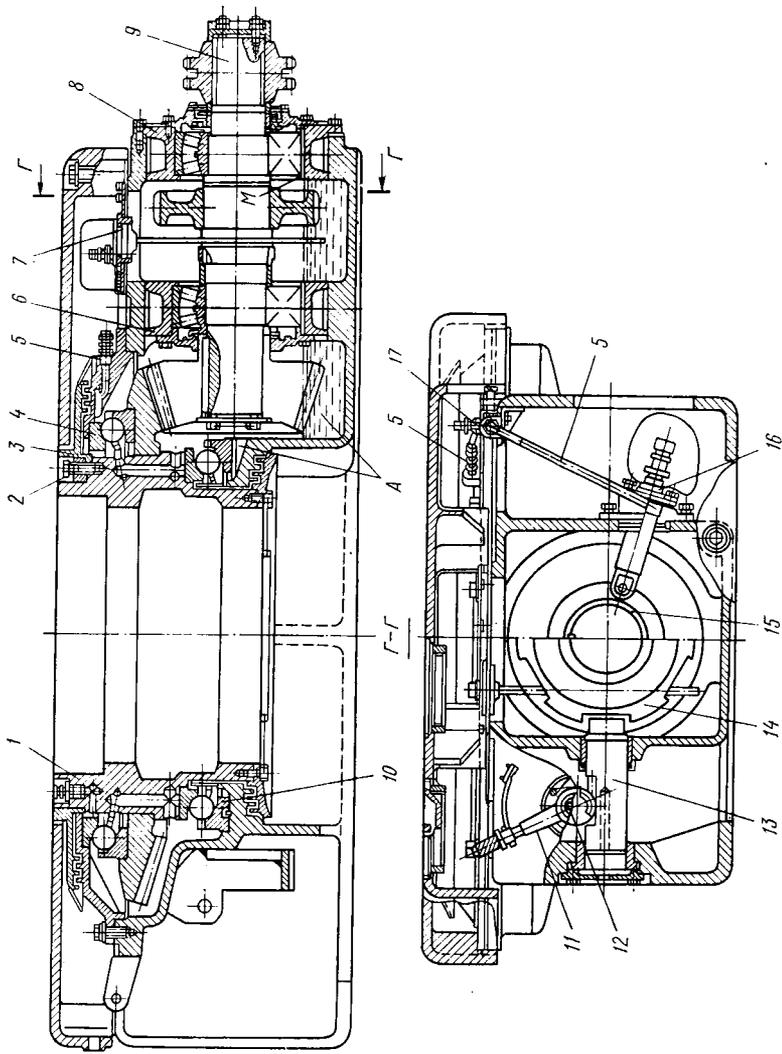


Рис. VII. 2. Буровой ротор УР-760

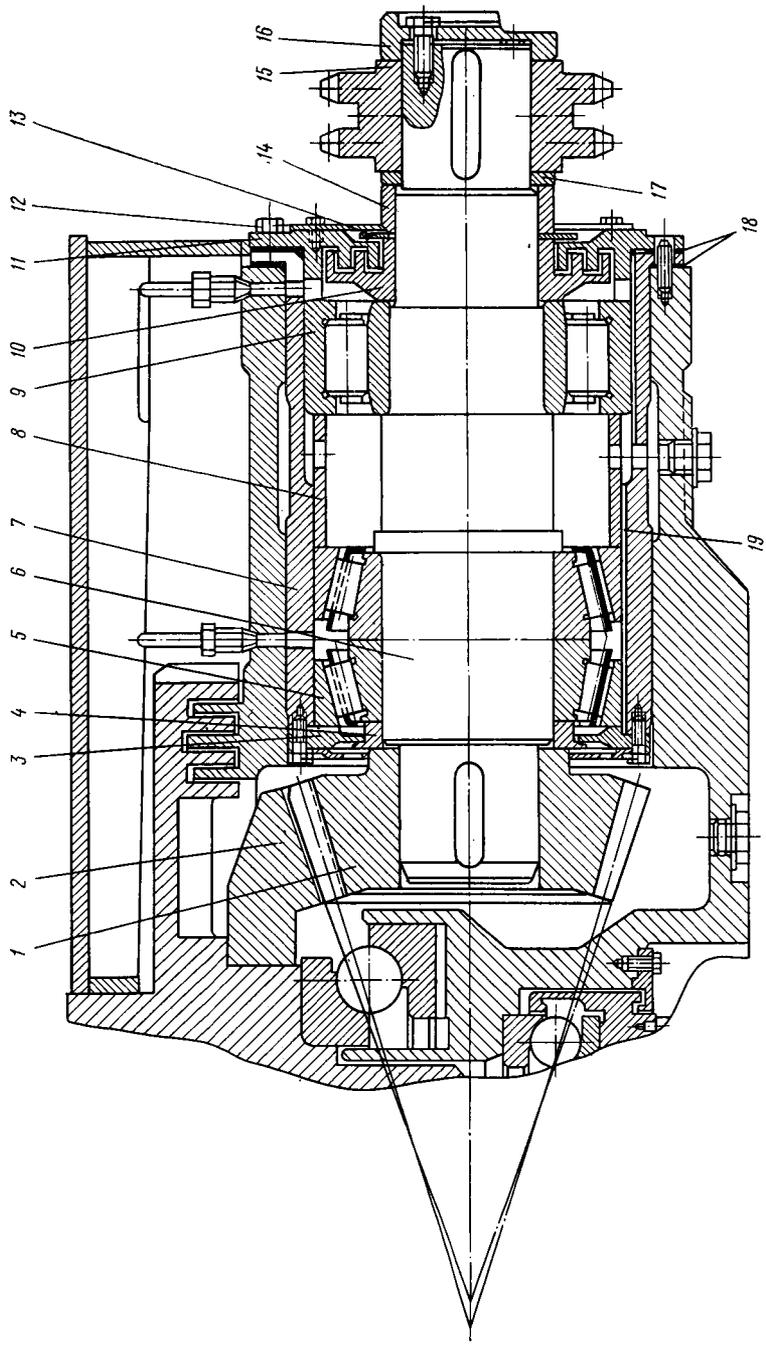


Рис. VII.3. Быстроходный вал ротора в сборе

перегрева вследствие затруднительной циркуляции масла, находящегося в карманах, образованных подшипниками и уплотнениями крышек, в нижней части стакана имеются продольные каналы 19 для выхода масла в масляную ванну стакана.

Центральная масляная ванна, образованная между станиной и столом ротора, заправляется жидким маслом через заливное отверстие, которое закрывается пробкой с железным указателем уровня масла. Для предохранения центральной масляной ванны от попадания промывочного раствора, разливаемого при спускоподъемных операциях, между станиной и столом ротора имеются кольцевые лабиринтные уплотнения. Коническая зубчатая пара и подшипники стола смазываются разбрызгиванием масла, захватываемого шестерней при вращении. В связи с этим уровень масла в центральной ванне должен быть выше нижнего контура шестерни.

Смена масла производится после бурения каждой скважины и не реже чем через 2—3 мес. Для слива отработанного масла в основании корпуса имеются сливные пробки. Перед заливкой свежего масла ванну необходимо промыть керосином. В тех случаях, когда вспомогательный подшипник располагается над зубчатым колесом, смазывать его разбрызгиванием затруднительно. В роторах такой конструкции для смазывания вспомогательного подшипника используют пластичное масло, заправляемое ручным насосом через пружинную масленку.

В роторе, представленном на рис. VII.2, применяется циркуляционная система смазки подшипников и зубчатой пары с помощью плунжерного насоса 16, приводимого от эксцентричной втулки 15 на быстроходном валу 9. Насос забирает масло из маслоотстойника А в станине ротора и по трубкам 5 через кран 17 подает его на верхний подшипник 4. Часть масла стекает на зубчатый венец и смазывает зубчатую пару, а другая часть проходит по каналам и поступает на нижний подшипник 10, с которого стекает в масляную ванну.

В роторе УР-760 используется стол сборной конструкции, состоящий из полый втулки 1, соединяемой с диском 3 болтами 2 с потайной головкой. Взамен стакана используются переходные гильзы 6 и 8.

Быстроходный вал 6 (см. рис. VII.3) монтируется в стакане 7 на спаренных радиально-упорных конических роликоподшипниках 5, расположенных со стороны шестерни 1, и на радиальном роликовом подшипнике 9, установленном на противоположном конце вала. Конические подшипники обладают высокой жесткостью в радиальном и осевом направлениях. Зеркальное расположение конических подшипников обеспечивает точную двустороннюю фиксацию вала, необходимую для надежной и бесшумной работы передачи. Роликовый подшипник — плавающий и обеспечивает осевое перемещение вала при тепловой деформации.

В фиксирующей опоре внутренние кольца подшипников закреплены между заплечиком вала и маслоразбрызгивающим

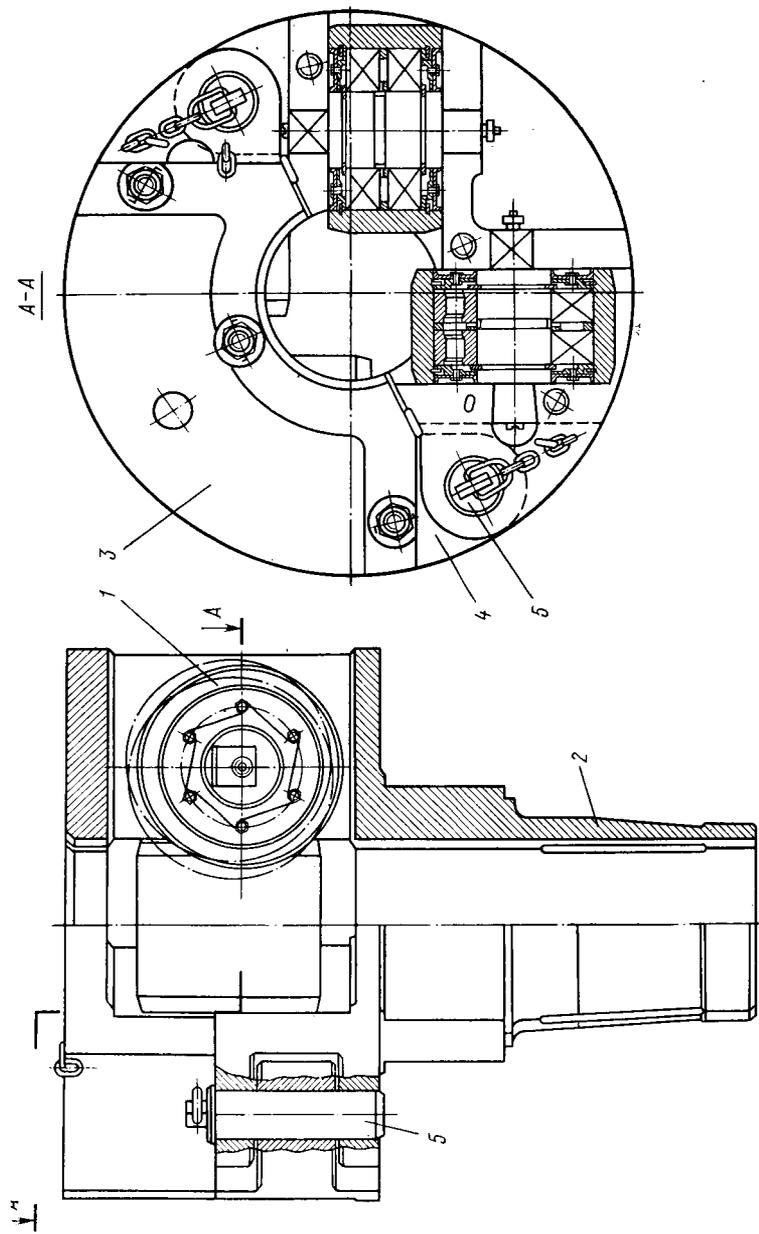


Рис. VII.4. Роликовый зажим

кольцом 4, которое упирается в торец шестерни. Наружные кольца подшипников 5 и 9 закреплены между внутренним 3 и наружным 11 фланцами стакана при помощи металлических прокладок и дистанционной втулки 8. Внутреннее кольцо роликового подшипника крепится между заплечиком вала и кольцом 10, затянутым торцовым фланцем 16 через промежуточные детали 13, 14, 15 и дистанционное кольцо 17.

Осевые зазоры подшипников регулируются дистанционными втулками 8, 14 и с помощью набора металлических прокладок 18, установленных между стаканом и его фланцами. Осевой зазор подшипников, контролируемый по осевому смещению вала относительно стакана, должен быть в пределах устраняющих заземление и обеспечивающих равномерное распределение нагрузки между роликами.

Надежная и бесшумная работа конической пары обеспечивается при правильном контакте зубьев, достигаемом совмещением вершин начальных конусов колеса 2 и шестерни 1. Зацепление регулируется путем изменения осевого положения шестерни с помощью металлических прокладок 18, выполненных в виде полуколец с прорезями для болтов. Благодаря этому прокладки устанавливаются без разборки уплотняемых деталей путем незначительного отвинчивания болтов 12, достаточного для прохода прокладок. Правильность регулировки зацепления обычно контролируется по пятну контакта зубьев. При сборке роторов пользуются менее точным, но более простым способом контроля — по плавности вращения стола ротора при проворачивании быстрого вала усилием рук рабочего.

Роликовый зажим (рис. VII.4) состоит из корпуса 2 и откидной скобы 3. Корпус и нижняя часть откидной скобы закрываются крышками 4 и скрепляются болтами. Откидная скоба соединяется с корпусом шарниром 5. Верхняя часть корпуса имеет квадратное сечение под размеры квадратного углубления вкладышей. Нижняя часть корпуса снабжена центрирующим цилиндрическим пояском. Цапфы оси роликов 1 устанавливаются в пазы квадратного сечения на вертикальных ребрах корпуса и нижней части откидной скобы. Расстояние между роликами по размеру ведущей трубы регулируется поворотом цапфы осей подшипников. На торцах цапф имеются масленки для смазки подшипников. Техническая характеристика роторов приведена ниже.

Тип ротора	Р-460	Р-560-Ш8	УР-560	УР-760	УР-950	УР-1260
Диаметр отверстия в столе, мм	460	560	560	760	950	1260
Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора, кН	2700	3000	3200	4000	6300	8000
Наибольшая частота вращения стола ротора, об/мин	300	350	250	250	250	200
Мощность ротора, кВт	200	280	370	370	500	600

Базовое расстояние, мм	1350	1350	1370	1503	—	—
Передаточное число конической пары	3,15	2,7	3,61	3,895	3,81	3,96
Габариты, мм:						
длина	1940	2310	2310	2600	2450	3000
ширина	1180	1350	1625	1580	1800	2300
высота	—	750	750	680	750	800
Масса, т	3,1	5,1	5,8	8,5	7	10,3

При спуско-подъемных операциях зажимы ведущей трубы вытаскивают из ротора, а для удержания колонн труб на роторе используют элеватор либо клиновой захват с пневматическим приводом. По сравнению с элеватором пневматический клиновой захват значительно облегчает и ускоряет спуско-подъемные операции. Поэтому на практике преимущественно распространены роторы, оснащенные пневматическим клиновым захватом (ПКР).

Пневматический клиновой захват (рис. VII.5) состоит из втулки 5, двух конических вкладышей 4, клиньев 2 с плашками 9. Втулка и вкладыши неподвижны относительно стола, а клинья с плашками могут перемещаться по наклонным пазам вкладышей. При перемещении вниз клинья скользят по наклонным пазам вкладышей и сближаются в радиальном направлении. Под действием радиального усилия, возникающего в клиньях от собственного веса колонны, плашки зажимают трубу и колонна удерживается в роторе. Для освобождения зажатой трубы клинья перемещаются вверх одновременно с колонной труб, поднимаемой крюком.

Привод клинового захвата осуществляется при помощи пневматического цилиндра 11, закрепленного на кронштейне станины 12 ротора. Шток пневматического цилиндра соединяется с коротким плечом рычага 10. Длинное плечо рычага на конце имеет вилкообразную форму и надевается на ролики 8 кольцевой рамы 7, с которой соединяются стойки 6, перемещающиеся в вертикальных направляющих пазах втулки 5. Верхние концы стоек укреплены в траверсе 1, которая рычагами 3 соединяется с клиньями 2.

Под действием сжатого воздуха, подаваемого в поршневую полость пневмоцилиндра, шток поршня поворачивает рычаг 10 против часовой стрелки. При этом кольцевая рама 7 вместе со стойками 6, траверсой 1 и рычагами 3 перемещается вверх и поднимает клинья 2. Обратное перемещение клиньев осуществляется при подаче сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра и повороте рычага 10 по часовой стрелке. Рычаги 3 обеспечивают перемещение клиньев в радиальном направлении при подъеме и опускании клиньев. Соотношение плеч рычага 10 выбирается в зависимости от хода поршня пневмоцилиндра и необходимой высоты подъема клиньев.

Вес бурильной колонны, удерживаемой клиновым захватом, ограничивается допустимым контактным давлением между плашками и телом трубы. Для снижения контактных давлений пользуются удлиненными клиньями и специальными плашками,

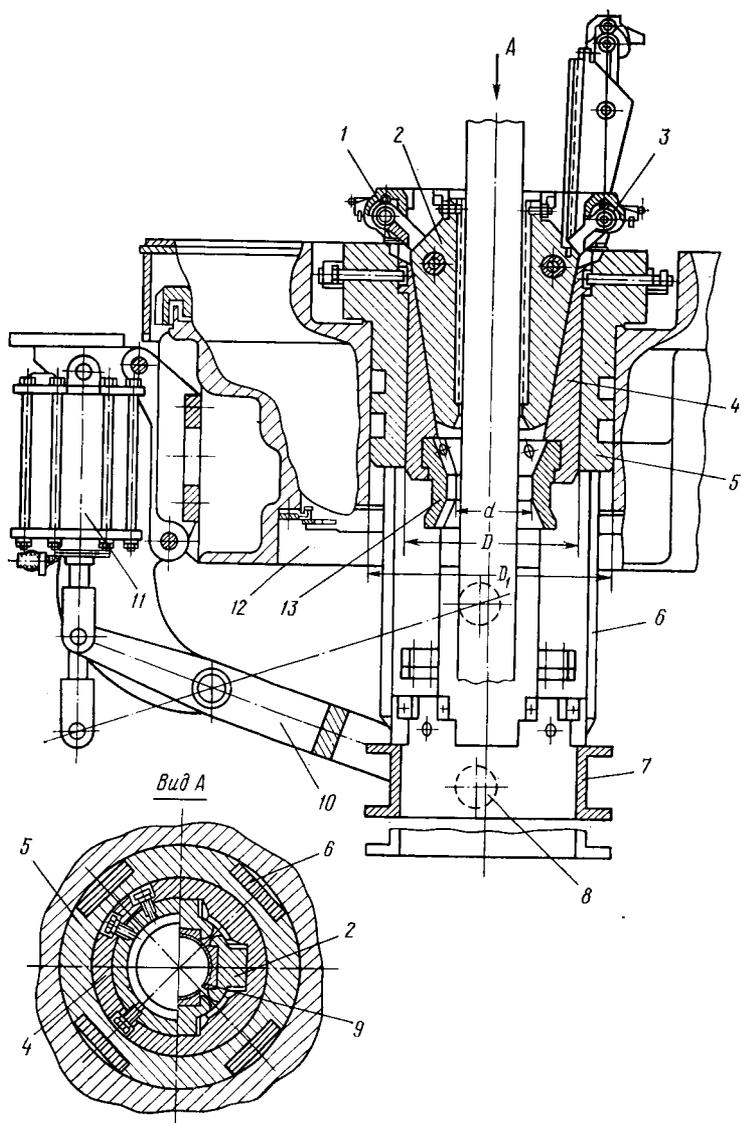


Рис. VII.5. Пневматический клиновой захват ПКР-560

охватывающими трубу с минимальным зазором между их продольными торцами. В некоторых конструкциях вместо трех используется шесть клиньев, что способствует более равномерному распределению контактных давлений.

При недостаточной удерживающей способности клиновые захваты заменяются подкладным кольцом (рис. VII.6, а) для уста-

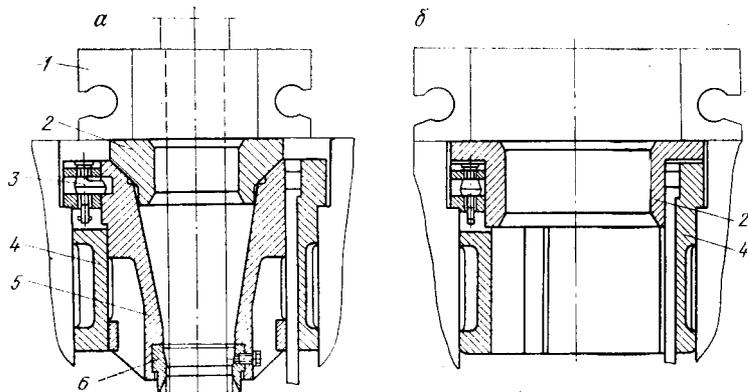


Рис. VII.6. Оснастка для спуска обсадной колонны:

1 — элеватор; 2 — подкладное кольцо; 3 — защелка; 4 — втулка; 5 — корпусная втулка; 6 — центратор

новки элеватора либо подкладными клиньями, удерживающими трубу за торец муфты. Для спуска обсадных труб, диаметр которых больше диаметра конусной втулки, используется подкладное кольцо, заменяющее клинья и конусную втулку (рис. VII.6, б).

Пневматический клиновой захват заблокирован с приводом ротора так, что при поднятом клиновом захвате исключается возможность вращения стола ротора. Во время бурения клинья с траверсой убираются и заменяются зажимом под ведущую трубу, а стойки с кольцевой рамой опускаются в крайнее нижнее положение. Управление пневматическим клиновым захватом осуществляется педальным краном, установленным у пульта буровика.

Техническая характеристика пневматических клиновых захватов приведена ниже.

Тип пневматического клинового захвата	ПКР-560	ПКР-300	ПКР-300М
Диаметр, мм:			
стола ротора	560	760	760
отверстия внутренней неразъемной втулки	400	560	560
пневматического цилиндра	200	250	250
Ход, мм:			
поршня пневмоцилиндра	260	290	290
клиньев	422	544	544
Рабочее давление, МПа	0,7—0,4	0,7—0,9	0,6—1
Масса колонны, удерживаемой клиньями, т	320	320	320
Диаметры удерживаемых труб, мм	73—168	114—140	114—299
Масса (в т) подвешенной колонны, ограниченная допускаемым контактным давлением между плашками и телом трубы толщиной 8 мм из сталей групп прочности:			
Д	90	90	90
Е	125	130	130

Л	145	150	150
М	160	175	175
Масса, кг	1415	4410*	6925**

* Масса пневматического клинового захвата.

** Масса пневматического клинового захвата и комплектов плашек, клиньев, подкладных клиньев для работы с трубами разных диаметров.

Роторы имеют групповой либо индивидуальный привод. При групповом приводе ротор соединяется с двигателями буровой лебедки посредством цепных передач, карданных валов и зубчатых редукторов. Индивидуальный привод применяется в электрических буровых установках, предназначенных для бурения скважин глубиной 6000 м и более. Величина крутящего момента, передаваемого ротором, контролируется датчиками, установленными на приводном валу либо в силовых передачах ротора.

§ 3. РАСЧЕТ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Параметры ротора определяют исходя из конструкции скважины, компоновки бурильной колонны и требований, предъявляемых технологиями бурения и крепления скважин.

Диаметр проходного отверстия в столе ротора должен быть достаточным для спуска долот и обсадных труб, используемых при бурении и креплении скважины. Для этого необходимо, чтобы отверстие в столе ротора было больше диаметра долота при бурении под направление:

$$D = D_{\text{дн}} + \delta,$$

где D — диаметр проходного отверстия в столе ротора; $D_{\text{дн}}$ — диаметр долота при бурении под направление скважины; δ — диаметральный зазор, необходимый для свободного прохода долота ($\delta = 30 \div 50$ мм).

Диаметр долот зависит от конструкции скважин. В глубоких скважинах диаметр направления обычно возрастает вследствие увеличения числа промежуточных колонн. Ниже приведены наиболее распространенные диаметры направлений и долот для бурения скважины под направление.

Глубина скважины, м	<3000	3000—5000	5000—8000
Диаметр направления, мм	325—426	426—525	525—580
Диаметр долота, мм	394—540	490—640	590—705

Из приведенных данных следует, что диаметры направлений и соответствующих им долот для рассматриваемых глубин скважин ограничиваются определенными пределами. Благодаря этому можно использовать в буровых установках смежных по глубине бурения классов роторы, имеющие одинаковый диаметр проходного отверстия, и сократить соответственно их номенклатуру.

Роторы, применяемые для бурения скважин на море, имеют более широкое проходное отверстие, выбираемое по диаметру водоотделяющей колонны, связывающей подводное устьевое обо-

Таблица VII.1

Тип ротора	Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора P , кН	Условное обозначение подшипника	Размеры подшипника, мм			Шарики		Грузоподъемность, т		Запас грузоподъемности, C_0/P
			Внутренний диаметр, d	Наружный диаметр, D	Высота, H	Диаметр, $D_{ш}$	число, z	статическая C_0	динамическая C	
УР-560	3 200	91682/750 X	750	1 000	150	76,2	29	8 420	1 030	2,63
УР-760	4 000	1687/770 X	770	1 000	150	76,2	31	9 000	1 060	2,25
УР-950	6 300	1687/1060	1 060	1 280	150	63,5	48	9 670	980	1,53
УР-1260	8 000	1687/1400	1 400	1 630	150	63,5	62	12 500	1 090	1,56

дование с буровым судном. Проходное отверстие вкладышей стола ротора должно быть достаточным для прохода бурильной колонны при спуско-подъемных операциях. Исходя из наибольших диаметров (203 мм) бурильных замков (ЗШ-203) и утяжеленных бурильных труб, отверстие вкладышей стола роторов всех типовразмеров принято равным 225 мм.

Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора должна быть достаточной для удержания в неподвижном состоянии наиболее тяжелой обсадной колонны, применяемой в заданном диапазоне глубин бурения. В большинстве случаев более тяжелыми оказываются промежуточные колонны обсадных труб, вес которых для некоторых конструкций скважины приближается к значению допускаемой нагрузки на крюке буровой установки. Поэтому паспортное значение допускаемой статической нагрузки на стол ротора обычно совпадает с величиной допускаемой нагрузки на крюке, принятой для буровых установок соответствующего класса.

Наряду с этим допускаемая статическая нагрузка не должна превышать статической грузоподъемности подшипника основной опоры стола ротора. Исходя из рассмотренных условий, можно записать

$$G_{\max} \leq P \leq C_0,$$

где G_{\max} — масса наиболее тяжелой колонны обсадных труб, применяемой в заданном диапазоне глубин бурения; P — допускаемая статическая нагрузка на стол ротора; C_0 — статическая грузоподъемность подшипника основной опоры стола ротора.

Подшипники опор стола ротора, как указывалось ранее, подбираются по диаметру проходного отверстия. Основные размеры и ориентировочные расчетные параметры упорно-радиальных шарикоподшипников, применяемых в основной опоре стола буровых роторов, приведены в табл. VII.1.

Из приведенных в табл. VII.1 данных следует, что упорно-радиальные шариковые подшипники, выбранные по диаметру про-

ходного отверстия стола ротора, обеспечивают более чем 1,5-кратный запас по отношению к допускаемой статической нагрузке на стол ротора.

Частоту вращения стола ротора выбирают в соответствии с требованиями, предъявляемыми технологией бурения скважин. Наибольшая частота вращения стола ротора ограничивается критической частотой вращения буровых долот: $n_{\max} \leq 250$ об/мин.

Опыт бурения скважин роторным способом показывает, что при дальнейшем увеличении частоты вращения ухудшаются показатели работы долот. Наряду с этим следует учитывать, что с ростом частоты вращения увеличиваются центробежные силы, вызывающие продольный изгиб бурильной колонны, вследствие которого происходят усталостные разрушения в ее резьбовых соединениях и искривление ствола скважины.

Бурение глубокозалегающих абразивных и весьма твердых пород, забуривание и калибровка ствола скважин проводятся при частоте вращения до 50 об/мин. Для периодического проворачивания бурильной колонны с целью устранения прихватов при бурении забойными двигателями, а также для вращения ловильного инструмента при авариях в скважине требуется дальнейшее снижение частоты вращения стола ротора до 15 об/мин. С учетом этих требований наименьшая частота вращения стола ротора $n_{\min} = 15 \div 50$ об/мин.

Отношение предельных значений частоты вращения определяет диапазон ее регулирования: $R_n = n_{\max}/n_{\min}$.

На скоростную характеристику ротора существенно влияет тип используемого привода. Предпочтительным является электропривод постоянного тока, обеспечивающий бесступенчатое изменение частоты вращения стола ротора в необходимом диапазоне регулирования. При дизельном приводе и электроприводе переменного тока используются механические передачи, осуществляющие ступенчатое регулирование частоты вращения стола ротора. Число скоростей ротора должно быть достаточным для удовлетворения требований бурения. Однако при групповом приводе с буровой лебедкой ротор обычно имеет три-четыре скорости. В этом случае пользуются сменными цепными звездочками, с помощью которых число скоростей ротора может увеличиваться согласно следующей зависимости:

$$z = z_k^m,$$

где z — число скоростей ротора; z_k — число скоростей, передаваемых от буровой лебедки; m — число сменных цепных звездочек на приводном валу ротора.

Промежуточные значения частоты вращения целесообразно выбирать по закону геометрической прогрессии.

$$n_i = n_{i-1}\varphi,$$

где n_i и n_{i-1} — частота вращения стола ротора соответственно на i -й и $i-1$ -й ступени; φ — знаменатель геометрического ряда чисел.

Зная диапазон регулирования R_n и задаваясь числом скоростей ротора z , можно определить знаменатель геометрического ряда

$$\varphi = \sqrt[z-1]{R_n}.$$

С целью более полного удовлетворения требования бурения диапазон регулирования частоты вращения стола ротора делят на средний и крайние интервалы. В среднем сравнительно узком интервале частота вращения ротора изменяется согласно геометрическому ряду чисел, знаменатель которого меньше, чем у крайних интервалов диапазона регулирования. Благодаря этому в среднем интервале уменьшается разница между смежными частотами вращения стола ротора, что позволяет точнее согласовывать частоту вращения долота с требованиями бурения.

Для обратного вращения (реверса) достаточно одной или двух передач, обеспечивающих вращение стола ротора с частотой 15—50 об/мин, необходимой для работы с трубами и ловильным инструментом, имеющими левую резьбу. При электрическом приводе вследствие реверсирования двигателей ротор имеет одинаковые частоты при прямом и обратном вращении.

В процессе проектирования привода ротора, и особенно группового привода буровой лебедки и ротора, возможны отклонения окончательного принятых значений частоты вращения стола ротора от расчетных, обусловленные конструктивными соображениями. Следует также отметить, что при дизель-гидравлическом приводе благодаря турботрансформатору частота вращения ротора изменяется по непрерывно-ступенчатой кривой.

Мощность ротора должна быть достаточной для вращения бурильной колонны, долота и разрушения забоя скважины:

$$N = (N_{х.в} + N_{д})/\eta, \quad (\text{VII.1})$$

где $N_{х.в}$ — мощность на холостое вращение бурильной колонны; $N_{д}$ — мощность на вращение долота и разрушение забоя; η — к. п. д., учитывающий потери в трущихся деталях ротора.

Мощность на холостое вращение бурильной колонны (момент, передаваемый долоту, равен нулю) расходуется на преодоление сопротивлений вращению, возникающих в системе бурильная колонна — скважина. Сопротивление вращению зависит от длины и диаметра бурильной колонны, плотности промывочной жидкости в скважине, трения труб о стенки скважины. Сопротивление вращению изменяется в зависимости от кривизны и состояния стенок скважины, пространственной формы бурильной колонны, вибраций, вызванных трением и центробежными силами.

Экспериментально установлено, что с увеличением частоты вращения мощность на холостое вращение бурильной колонны возрастает в степенной зависимости. Наряду с этим на мощность холостого вращения бурильной колонны влияет ряд случайных и трудно учитываемых факторов, возникающих при бурении скважины (крутильные колебания, обвал стенок скважины, образо-

вание каверн, искривление ствола скважины, изменение пространственной формы бурильной колонны и др.).

Сложность процессов взаимодействия вращающейся колонны и скважины затрудняет вывод аналитических зависимостей для определения мощности, расходуемой на холостое вращение бурильной колонны. Поэтому в практических расчетах пользуются эмпирическими формулами различных авторов. В частности, в расчетах бурильной колонны на прочность мощность на холостое вращение принято определять по формуле (V.16).

Расчеты показывают, что на каждую 1000 м бурильной колонны расход мощности на холостое вращение (частота вращения 100 об/мин, плотность раствора 1,2 г/см³, угол искривления 3—5°) составляет [6]:

Диаметр труб, мм	114	127	141	168
Мощность $N_{х.в}$, кВт	8,8	10,9	13,6	19,1

Мощность, расходуемая на вращение долота и разрушение забоя скважины, рассчитывается по формулам, приведенным в гл. V, либо по следующей формуле, учитывающей влияние типа долота [38]:

$$N_d = \mu_0 P n R_{cp}, \quad (\text{VII.2})$$

где μ_0 — коэффициент сопротивления долота; P — осевая нагрузка на долото, кН; n — частота вращения долота, с⁻¹; R_{cp} — средний радиус долота, м.

Коэффициент сопротивления долота имеет следующие значения:

Долото	Алмазное	Твердосплавное и Шарошечное режущего типа
μ_0	0,2—0,4	0,4—0,8 0,2—0,4

Средний радиус долота $R_{cp} = D_d/3$.

В процессе бурения скважины происходит непрерывно-ступенчатое изменение потребляемой ротором мощности. Это обусловлено последовательным увеличением длины бурильной колонны, ступенчатым уменьшением диаметра используемых долот, а также изменением режимов бурения по мере углубления скважины. В теоретических расчетах, выполняемых при выборе мощности ротора, так же как и при расчете бурильной колонны на прочность, осевая нагрузка на долото, частота его вращения и плотность промывочной жидкости, характеризующие режим бурения, принимаются неизменными для каждого размера долот, используемых при бурении скважин заданной конструкции. Расчетные значения указанных параметров бурения выбирают на основе эмпирических зависимостей и опытных данных, полученных при бурении скважин аналогичных конструкций.

В предварительных расчетах частоту вращения стола ротора в зависимости от текущей и конечной глубины бурения вычисляют по эмпирической зависимости, принятой Уралмашзаводом:

$$n = 200 - 150 \frac{L}{L_k}, \quad (\text{VII.3})$$

где L и L_k — соответственно текущая и конечная глубина скважины.

Плотность промывочной жидкости, учитываемая при расчете мощности, которая расходуется на холостое вращение бурильной колонны, определяется по формуле, полученной Уралмашзаводом на основе статистических данных:

$$\rho = 0,2 \lg L + 1,25 \quad (\text{VII.4})$$

(L — глубина скважины).

На основе указанных зависимостей определяют мощности, необходимые для бурения скважины под направление, кондуктор, промежуточные и эксплуатационную колонны. По наибольшей полученной величине выбирают расчетную мощность ротора.

Максимальный вращающий момент (в $\text{kH}\cdot\text{м}$) определяют по мощности и минимальной частоте вращения стола ротора:

$$M_{\max} = N\eta/n_{\min}, \quad (\text{VII.5})$$

где N — мощность ротора, кВт; η — к. п. д. ротора; n_{\min} — минимальная частота вращения, об/мин.

Максимальный вращающий момент ограничивается прочностью бурильной колонны и деталей, передающих вращение столу ротора.

Базовое расстояние, измеряемое от оси ротора до первого ряда зубьев цепной звездочки на быстроходном валу ротора, используется при проектировании цепной передачи, передающей вращение от лебедки ротору.

Основные параметры роторов, регламентированные ГОСТ 4938—78 и ГОСТ 16293—82, приведены ниже.

Типоразмер ротора	P-460	P-560	P-700	P-950	P-1260
Диаметр отверстия в столе ротора, мм	460	560	700	950	1 260
Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора, кН	2 000	3 200	4 000	5 000	5 000
				6 300	8 000
Мощность ротора, кВт	180	370	440	500	540
Максимальный крутящий момент, $\text{kH}\cdot\text{м}$, не более	35	50	55	60	60
	30	50	80	120	180
Базовое расстояние, мм	1 353	1 353	1 353	1 353	1 651
Условная глубина бурения, м	1 600	1 600—4 000	3 200—6500	5 000—8 000	5 000—8 000
				6 500—10 000	8 000—12 500

Примечания. 1. Частота вращения стола ротора для всех типоразмеров не более 250 об/мин; проходной диаметр втулки ротора для всех типоразмеров 225 мм. 2. В знаменателе приведены величины по ГОСТ 16293—82.

Глава VIII ВЕРТЛЮГ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Вертлюг предназначен для подвода бурового раствора во вращающуюся бурильную колонну. В процессе бурения вертлюг подвешивается к автоматическому элеватору либо к крюку талевого механизма и посредством гибкого шланга соединяется со стояком напорного трубопровода буровых насосов. При этом ведущая труба бурильной колонны соединяется с помощью резьбы с вращающимся стволом вертлюга, снабженным проходным отверстием для бурового раствора. Во время спуско-подъемных операций вертлюг с ведущей трубой и гибким шлангом отводится в шурф и отсоединяется от талевого блока. При бурении забойными двигателями вертлюг используется для периодических проворачиваний бурильной колонны с целью предотвращения прихватав.

В процессе эксплуатации вертлюг испытывает статические осевые нагрузки от действия веса бурильной колонны и динамические нагрузки, создаваемые продольными колебаниями долота и пульсацией промывочной жидкости. Детали вертлюга, контактирующие с раствором, подвергаются абразивному износу. Износостойкость трущихся деталей вертлюга снижается в результате нагрева при трении.

К вертлюгам предъявляются следующие основные требования:

поперечные габариты не должны препятствовать его свободному перемещению вдоль вышки при наращивании бурильной колонны и спуско-подъемных операциях;

быстроизнашиваемые узлы и детали должны быть удобными для быстрой замены в промысловых условиях;

подвод и распределение масла должны обеспечить эффективную смазку и охлаждение трущихся деталей вертлюга;

устройство для соединения с талевым блоком должно быть надежным и удобным для быстрого отвода и выноса вертлюга из шурфа.

§ 2. УСТРОЙСТВО И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

Вертлюги, применяемые в бурении эксплуатационных и глубоких разведочных скважин, имеют общую конструктивную схему и различаются в основном по допускаемой осевой нагрузке. Конструктивные отличия некоторых узлов и деталей отечественных и зарубежных вертлюгов обусловлены требованиями изготовления и сборки, разрабатываемой с учетом производственных возможностей заводов-изготовителей, а также периодической модерни-

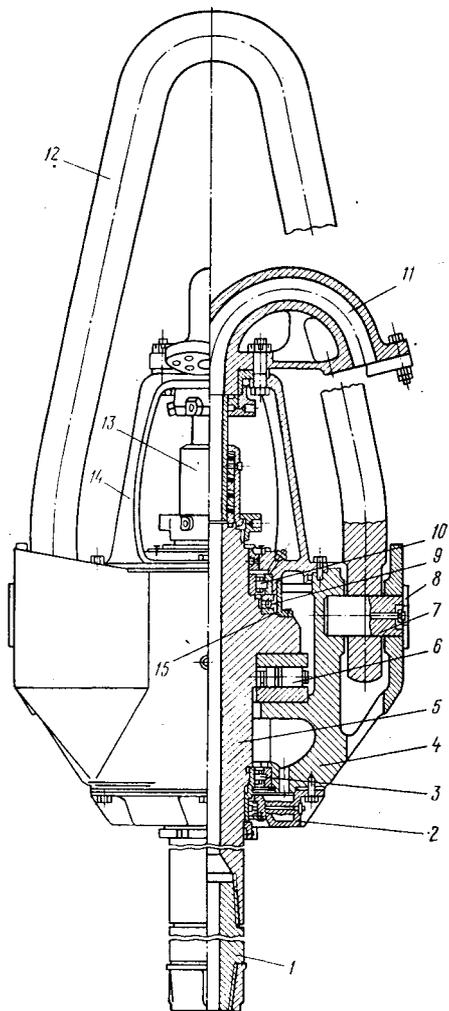


Рис. VIII.1. Вертлюг УВ-250

защитой вертлюгов с целью повышения их надежности и долговечности.

На рис. VIII.1 показано устройство современных вертлюгов. Корпус 4 вертлюга изготавливается из углеродистой или низколегированной стали и представляет собой полуотливку с наружными боковыми карманами для штропа 12, посредством которого вертлюг подвешивается к крюку талевого механизма. Штроп имеет дугообразную форму и круглое поперечное сечение. Он изготавливается методом свободнойковки из легированных сталей марок 40ХН, 38ХГН, 30ХГСА.

На высаженных концах штропа растачиваются отверстия для пальцев 7, соединяющих штроп с корпусом вертлюга. Пальцы устанавливаются в горизонтальных расточках карманов и корпуса и предохраняются от выпадения и проворотов стопорной планкой 8, которая входит в торцовый паз пальца и приваривается к корпусу вертлюга. При отводе ведущей трубы в шурф штроп вертлюга отклоняется от вертикали и занимает положение, удобное для разъединения и соединения его с крюком талевого механизма.

Угол поворота штропа ограничивается стенками карманов корпуса вертлюга и не превышает 45° . Пальцы штропа имеют смазочные канавки и отверстия с резьбой для пружинных масленок. Резьба смазочных отверстий используется для завинчивания рым-болтов, с помощью которых проводится распрессовка пальцев вертлюга.

В корпусе вертлюга на упорных и радиальных подшипниках вращается ствол 5 с переводником 1 для соединения вертлюга с ведущей трубой буровой колонны. Ствол представляет собой стальной цилиндр с центральным проходным отверстием для про-

мывочной жидкости и с наружным фланцем для упорных подшипников. Ствол вращается с частотой бурового ротора и испытывает нагрузки, создаваемые бурильной колонной и промывочной жидкостью, нагнетаемой в скважину. По сравнению с другими несущими узлами и деталями ствол вертлюга наиболее нагружен. Это предъявляет повышенные требования к его прочности. Стволы вертлюгов изготавливают из фасонных поковок, получаемых методом свободнойковки. Благодаря применению таких заготовок снижаются расход материала и затраты на механическую обработку. Для стволов используют стали марок 40Х, 40ХН, 38ХГН, приобретающие в результатековки более совершенную кристаллическую структуру и повышенные механические свойства.

Осевое положение ствола вертлюга фиксируется упорными подшипниками 6 и 9. Основная опора ствола — подшипник 6, нагружаемый весом ствола и бурильной колонны, когда вертлюг посредством штропа удерживается в подвешенном состоянии. Вспомогательной опорой ствола является подшипник 9, нагружаемый собственным весом корпуса и других невращающихся деталей, когда вертлюг опирается на ствол, а штроп вертлюга находится в свободном состоянии. Это происходит при установке вертлюга с ведущей трубой в шурф и в процессе бурения скважины, когда вследствие недостаточного веса бурильной колонны нагрузку на долото дополняют весом вертлюга.

В рассматриваемой конструкции вертлюга в основной опоре ствола установлен упорный подшипник с короткими цилиндрическими роликами. Благодаря укороченной длине снижается скольжение роликов относительно колец при вращении ствола. Это благоприятно влияет на износ и нагрев подшипников. Подшипники с коническими и сферическими роликами обладают большей нагрузочной способностью по сравнению с подшипниками, имеющими короткие цилиндрические ролики. Поэтому на нагруженных вертлюгах преимущественно применяются упорные подшипники с коническими либо сферическими роликами. Для повышения долговечности в модернизированных вертлюгах. Уралмашзавода (УВ-250 МА) используются конические упорные подшипники.

Для центрирования роликов относительно ствола подшипник 6 снабжен внутренним сепаратором. Наружный сепаратор предохраняет ролики от смещения под действием центробежных сил. В менее нагруженной вспомогательной опоре используется шариковый упорный подшипник. Ствол центрируется в корпусе радиальными роликовыми подшипниками 3 и 10. Упорные подшипники центрируются по кольцу, установленному на стволе. Второе кольцо является свободным и благодаря этому самоцентрируется относительно тел качения подшипника.

Осевое положение ствола и натяг подшипников 9 и 10 регулируются прокладками между корпусом 4 и крышкой 14 вертлюга. Осевой натяг нижнего радиального подшипника регулируется

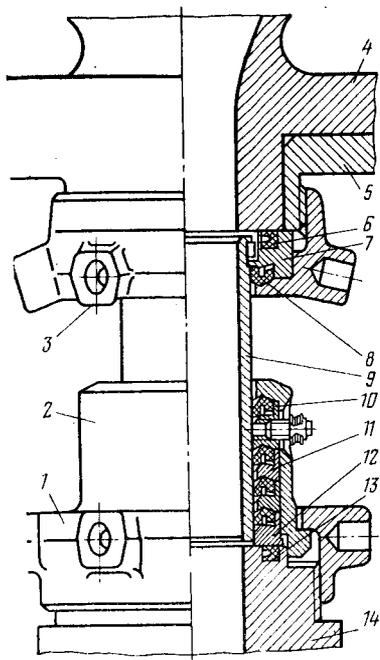


Рис. VIII.2. Быстросъемное соединение отвода и ствола вертлюга

установочной втулкой, навинченной на ствол вертлюга и предохраняемой от отвинчивания стопорными винтами. Наружное кольцо подшипника удерживается пружинным стопором, установленным в кольцевом пазе корпуса. Для соединения вертлюга с ведущей трубой буровой колонны используется сменный nippleный переводник 1, предохраняющий резьбу ствола от износа и механических повреждений.

В связи с тем что ствол вертлюга и верхний переводник ведущей трубы имеют внутренние резьбы, для их соединения используется переводник nippleного типа. С целью предотвращения самоотвинчивания при вращении долота ствол вертлюга, переводники и верхний конец ведущей трубы имеют левую резьбу. Следует напомнить, что нижний переводник ведущей трубы и все другие соединения буровой колонны имеют правую резьбу, совпадающую с направлением вращения долота.

Корпус вертлюга закрывается верхней 14 и нижней 2 крышками с центральными отверстиями для выводных концов ствола. Крышки крепятся к корпусу ввертными болтами. Верхняя крышка снабжена стойками и вторым фланцем, на котором укреплен отвод 11 для соединения вертлюга с буровым шлангом. Из отвода промывочная жидкость поступает в проходное отверстие ствола через промежуточное устройство 13.

Полость между корпусом 4 с крышками 14, 2 и стволом вертлюга 5 заполняется жидким маслом для смазки основного и нижнего радиального подшипников. Стакан 15 ствола образует отдельную масляную ванну для смазки вспомогательного и верхнего радиального подшипников. Масло заливается через отверстие в верхней крышке корпуса. Для слива отработанного масла предусмотрено отверстие в нижней крышке корпуса. Уровень масла проверяется контрольной пробкой, навинченной в корпус вертлюга. Масляные отверстия закрываются резьбовыми пробками.

Разработаны различные конструкции устройств для соединения отвода со стволом. Быстросъемное соединение отвода со стволом (рис. VIII.2) состоит из свободно плавающей напорной трубы 9, манжетных уплотнений 6, 8, 10, 13 для герметизации прокачки

ваемой промывочной жидкости и накидных гаек 1 и 3, накрученных на ствол 14 и втулку 5, зажатую крепежными болтами между отводом 4 и фланцем крышки вертлюга (на рис. VIII.2 крышка не показана). Свободно плавающая напорная труба позволяет обеспечить быструю замену уплотнений и самой трубы, изнашиваемых абразивными частицами, содержащимися в промывочной жидкости. Для этого необходимо отвернуть накидные гайки 1, 3 и, вытащив весь узел, заменить его новым либо заблаговременно отремонтированным.

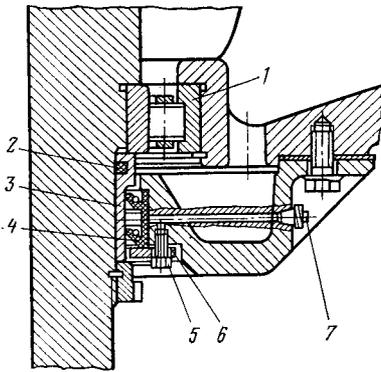
Работоспособность вертлюга зависит от надежности уплотнений, применяемых в его подвижных и неподвижных соединениях. Наиболее ответственными являются уплотнения напорной трубы, которые служат для предотвращения утечки промывочной жидкости, нагнетаемой под высоким давлением. Для этой цели (рис. VIII.2) используются самоуплотняющиеся радиальные 8, 10 и торцовые 6, 13 манжеты из синтетических материалов, обладающих достаточной упругостью и износостойкостью. Воротники манжет направлены навстречу действующему давлению и поэтому прижимаются к уплотняемым поверхностям с силой, пропорциональной давлению промывочной жидкости.

Стыкуемые торцы напорной трубы и отвода уплотняются радиальной 8 и торцовой 6 манжетами, установленными в канавках кольцевой втулки 7. Втулка с манжетами надета на напорную трубу и плотно прижата к отводу вертлюга посредством накидной гайки 3. Противоположный стык между нижним торцом напорной трубы и стволом вертлюга уплотняется четырьмя радиальными манжетами 10, разделенными металлическими кольцами 11, и торцовой манжетой 13. Радиальные манжеты установлены в стакане 2 и затянуты накидной гайкой 1, соединяющей стакан со стволом вертлюга.

Стакан вращается вместе со стволом, и радиальные манжеты скользят относительно напорной трубы, удерживаемой силой трения в верхней манжете 8. Скольжение вызывает износ контактируемых поверхностей, ускоряемый абразивным воздействием промывочного раствора. Поэтому нижнее уплотнение напорной трубы в отличие от неподвижного верхнего имеет многорядную конструкцию, благодаря которой повышаются его надежность и долговечность. Стакан снабжен винтовой масленкой для периодической смазки манжет с целью уменьшения износа и нагрева уплотнения в результате трения.

Манжета 10, расположенная над смазочным отверстием в стакане, предотвращает утечку масла при шприцовке и предохраняет его от внешнего загрязнения. Торцовая манжета 13 вращается вместе со стволом вертлюга и кольцом 12 и остается неподвижной относительно стыкуемых поверхностей. Неточности, допущенные при изготовлении и сборке, компенсируются свободно плавающим положением напорной трубы. Напорные трубы изготавливаются из низколегированных цементуемых сталей марок 12ХН2А, 20ХН3А и др. Наружная поверхность напорных труб

Рис. VIII.3. Уплотнение масляной ванны



шлифуется и имеет твердость HRC 56—62.

Для предотвращения утечки масла из масляной ванны вертлюга в нижней крышке его корпуса установлены две манжеты 4 (рис. VIII.3). Манжеты прилегают к втулке 3, служащей для фиксации внутренней обоймы радиального подшипника 1 ствола вертлюга. Воротник манжеты прижимается к втулке с помощью кольцевой ци-

линдрической пружины, надетой на манжету. Во избежание проворота в крышке и для обеспечения герметичности манжета сажается в расточку крышки с натягом. Самоуплотняющиеся манжеты в данном случае неприемлемы из-за недостаточного давления в уплотняемой полости.

В осевом направлении манжета фиксируется шайбой 6, которая крепится к крышке болтами 5. Уплотнительное круглое кольцо 2 предотвращает просачивание масла между стволом вертлюга и втулкой. Для уменьшения трения в местах сопряжения со втулкой манжеты смазываются пластичным маслом через масленку 7. При заметном износе втулка заменяется новой. Аналогичные манжеты установлены между стволом и верхней крышкой корпуса вертлюга.

Плоские стыки между корпусом вертлюга и его крышками уплотняются листовыми прокладками из картона. Прокладка верхней крышки корпуса одновременно используется для регулирования осевого натяга вспомогательного упорного подшипника. Прокладка между крышкой и отводом вертлюга, работающая под давлением промывочной жидкости, изготавливается из прорезиненной ткани. Прокладки затягиваются болтами, используемыми для крепления стыкуемых деталей вертлюга.

Техническая характеристика вертлюгов

Типоразмер вертлюга	УВ-250	УВ-320	УВ-450	ШВ-15—250
Допускаемая статическая нагрузка, кН	2500	3200	4500	2500
Динамическая нагрузка при частоте вращения ствола 100 об/мин, кН	1600	2000	3000	1600
Диаметр проходного отверстия в стволе, мм	75	75	75	75
Максимальное давление прокачиваемой жидкости, МПа	25	32	40	25

Наибольшая частота вращения ствола, об/мин	200	200	150	200
Присоединительная резьба ствола (ГОСТ 5286—75)	3-171Л	3-171Л	3-171Л	3-171Л
Переводник ствола (ГОСТ 5286—75)	Н-171/152Л	Н-П1/152Л	Н-171/152Л	
Основной упорный подшипник:				
номер	889752Х	889852Х	9889468	
размеры, мм	260×540×132	260×580×145	340×620×170	
Радиальный подшипник:				
номер	32144	3282140	32144	
размеры, мм	220×340×56	200×310×82	220×340×56	
Вспомогательный упорный подшипник:				
номер	8156Л	ЦКБ1816	8156Л	
размеры, мм	280×350×53	220×320×80	280×350×53	
Габариты, мм:				
высота с переводником	2850	3000	3270	
ширина	1090	1200	1320	
Масса (без масла), кг	2300	2980	3815	

В талевом механизме буровых установок, оснащенных комплексом АСП, вместо крюка используется автоматический элеватор. Соединение вертлюга с автоматическим элеватором осуществляется посредством устройства (рис. VIII.4), состоящего из петлевых штропов 2, переходной скобы 3 и траверсы 5. Траверса надевается на штроп 7 вертлюга и соединяется с переходной скобой осью 4, закрепленной гайкой 9 и шплинтом 10. Положение траверсы фиксируется рамками 6, закрепленными на штропе вертлюга хомутами 8.

Вертлюг подвешивается к талевому механизму с помощью штропов 2, соединяющих переходную скобу с автоматическим элеватором 1, установленным на талевом блоке. Для предохранения штропов от выпадения проушины автоматического элеватора и переходной скобы крепятся болтами. При установке вертлюга в шурф штропы вытаскивают и автоматический элеватор освобождается для выполнения спуско-подъемных операций.

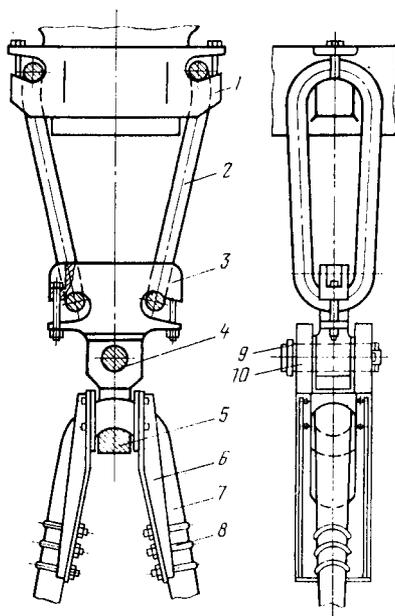


Рис. VIII.4. Подвеска вертлюга

§ 3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Параметры вертлюга должны отвечать требованиям бурения и промывки скважин и одновременно соответствовать аналогичным параметрам подъемного механизма и буровых насосов.

Допускаемая статическая нагрузка — постоянная осевая нагрузка, которую может выдержать вертлюг без разрушения при невращающемся стволе. Уровень осевых нагрузок, действующих на ствол вертлюга, зависит от глубины бурения и достигает наибольших значений при подъеме прихваченной бурильной колонны либо при расхаживании обсадной колонны с циркуляцией бурового раствора. При этом в целях безопасности наибольший уровень действующих нагрузок не должен превышать допускаемой нагрузки на крюке, принятой для буровой установки соответствующего класса. Поэтому допускаемая статическая нагрузка вертлюга должна быть не менее допускаемой нагрузки на крюке буровой установки.

Динамическая нагрузка установлена исходя из условия обеспечения расчетного ресурса основной опоры вертлюга при вращении с частотой 100 об/мин в течение 3000 ч. Основная опора вертлюга вращается с подвешенной к нему бурильной колонной, масса которой возрастает по мере углубления скважины и зависит от используемых труб. Согласно этому, динамическая нагрузка на вертлюг рассчитывается по наиболее тяжелой бурильной колонне, используемой при бурении скважин заданной глубины. Исходя из общепринятой методики расчета подшипников, динамическая нагрузка на вертлюг $G_{б.к}$, соответствующая весу бурильной колонны при частоте вращения 100 об/мин и ресурсе 3000 ч, определяется по формуле

$$G_{б.к} = C/1,9,$$

где C — динамическая нагрузка на подшипник вертлюга, кН.

Максимальное давление прокачиваемой жидкости определяется, исходя из режима промывки скважины, и должно быть не менее наибольшего давления насосов, используемых в буровой установке соответствующего класса.

Диаметр проходного отверстия ствола оказывает двойное воздействие на работу вертлюга. С его увеличением снижается скорость течения промывочной жидкости, поэтому уменьшаются гидравлические потери и износ внутренней поверхности ствола. Одновременно с диаметром проходного отверстия возрастает наружный диаметр ствола и в результате этого увеличивается скорость скольжения и износ ствола и его уплотнения. Поэтому чрезмерное увеличение проходного отверстия ствола нежелательно. На основе опыта конструирования и эксплуатации вертлюгов диаметр проходного отверстия ствола принимается равным 75 мм. Внутренний диаметр напорной трубы равен диаметру проходного отверстия ствола вертлюга.

Частота вращения ствола вертлюга совпадает с частотой вращения стола ротора и изменяется в пределах 15—250 об/мин.

Высота штропа должна быть достаточной для соединения вертлюга с крюком талевого механизма.

Глава IX

ТАЛЕВЫЙ МЕХАНИЗМ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Талевый механизм или талевая система — грузонесущая часть буровой установки — представляет собой полиспаст, состоящий из кронблока и талевого блока, огибаемых стальным канатом. Талевый блок снабжен крюком или автоматическим элеватором для подвешивания бурильной колонны и обсадных труб. Нагрузка подвешенного груза распределяется между рабочими струнами каната, число которых определяется числом шкивов талевого блока и кронблока. Талевая система позволяет уменьшить усилие в канате от веса поднимаемого груза. За счет этого пропорционально увеличивается длина каната, наматываемого на барабан при подъеме груза на заданную высоту.

Оснастка талевой системы буровых установок характеризуется тем, что оба конца талевого каната сбегают с кронблока, один из которых крепится к барабану буровой лебедки и называется ходовым или тяговым, а второй (неподвижный) — к специальному устройству на металлическом основании вышечного блока. При наматывании каната на барабан талевый блок с крюком подтягивается к неподвижному кронблоку. При спуске талевого блока канат разматывается с барабана, вращающегося в обратном направлении под действием веса талевого блока, крюка и подвешенной колонны труб. Неподвижная струна талевого каната используется для установки специальных датчиков, измеряющих нагрузку на крюке.

Рабочие струны талевого каната располагаются между шкивами кронблока и талевого блока и в отличие от ходовой и неподвижной изменяют свою длину при подъеме и спуске крюка. Отношение числа рабочих струн каната к числу ходовых струн, идущих на лебедку, называют кратностью оснастки. Буровые лебедки связаны с талевым блоком и кронблоком одной ходовой струной, и поэтому кратность оснастки талевой системы буровых установок равна числу рабочих струн каната. Так как второй конец талевого каната неподвижный и поэтому нерабочий, кратность оснастки талевой системы буровых установок независимо от числа шкивов талевого блока и кронблока является четным числом, равным удвоенному числу шкивов талевого блока;

$$i_{тс} = 2n.$$

(IX.1)

В двухбарабанных лебедках, используемых для неглубокого разведочного бурения, оба конца каната являются ходовыми. В этом случае соответственно числу ходовых струн кратность оснастки в 2 раза меньше числа рабочих струн.

Талевые механизмы монтируются на вышке буровых установок и имеют следующие характерные особенности:

талевый блок с крюком располагаются над устьем скважины в свободно подвешенном состоянии и перемещаются в вертикальном направлении строго по оси скважины;

высота подъема крюка ограничивается высотой вышки и безопасностью спуско-подъемных операций;

диаметры шкивов и габариты других грузонесущих органов выбирают с учетом поперечных размеров буровой вышки;

в целях контроля действующих нагрузок и поддержания в процессе бурения заданной осевой нагрузки на долото талевые механизмы оборудуются датчиками и контрольно-измерительными приборами;

действующие нагрузки и скорости спуско-подъемных операций изменяются в широком диапазоне в зависимости от глубины скважины и длины колонны труб.

§ 2. КРОНБЛОКИ

Кронблочные устанавливают на наголовнике буровых вышек. Они являются неподвижной частью талевого механизма. Конструкции кронблоков зависят от типа используемых вышек и различаются по числу шкивов, грузоподъемности и конструктивной схеме.

Шкивы кронблока вращаются на неподвижных осях, расположенных соосно (рис. IX.1, *а, б, в*) либо несоосно (рис. IX.1, *г, д*). При несоосной схеме ось шкива, используемого для ходовой струны талевого каната, располагается перпендикулярно к осям остальных шкивов. Несоосное расположение шкивов обусловлено

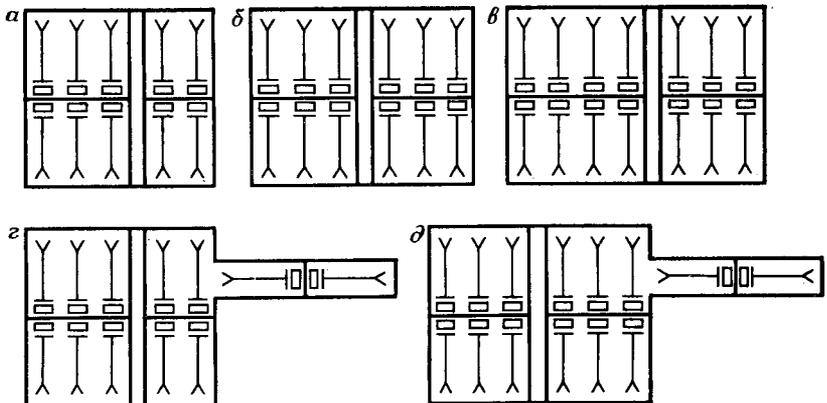


Рис. IX.1. Конструктивные схемы кронблоков

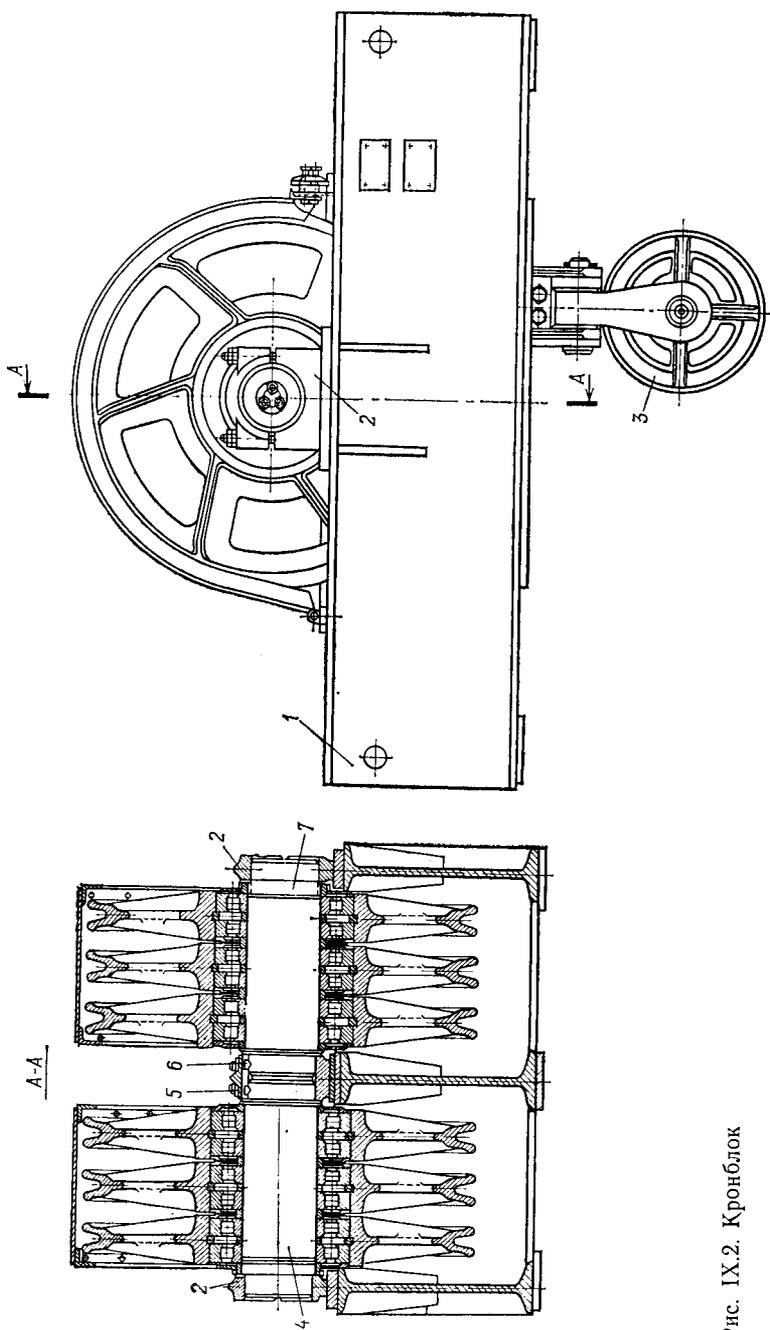


Рис. IX.2. Кронтблок

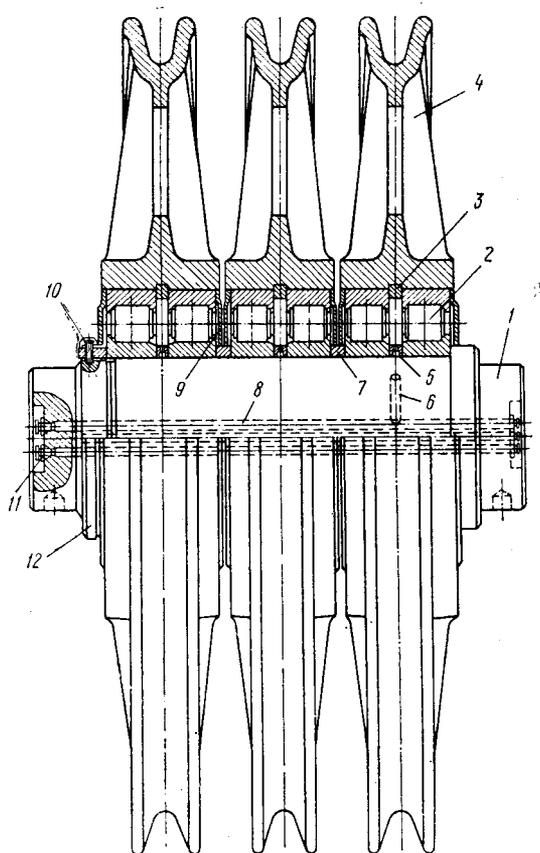


Рис. IX.3. Секция кронблока

схемой оснастки талевого механизма, обеспечивающей возможность перемещения талевого блока вдоль свечи при использовании комплекса АСП для механизированной расстановки свечей. Число шкивов и грузоподъемность кронблоков выбирают в зависимости от допускаемой нагрузки на крюке.

На рис. IX.2 приведена типовая конструкция кронблока с соосным расположением шкивов. На сварной раме 1 в разъемных опорах 2 и 5 установлены две секции 4 и 7 шкивов. Рама сварена из продольных и поперечных балок, изготовленных из проката высокого качества. Оси в опорах предохраняются от провертывания дюбелями 6. Подвесной блок 3 используется для вспомогательных работ.

Каждая секция (рис. IX.3) состоит из оси 1, на которой установлены шкивы 4, вращающиеся на подшипниках качения 2. В зависимости от грузоподъемности кронблока шкивы установ-

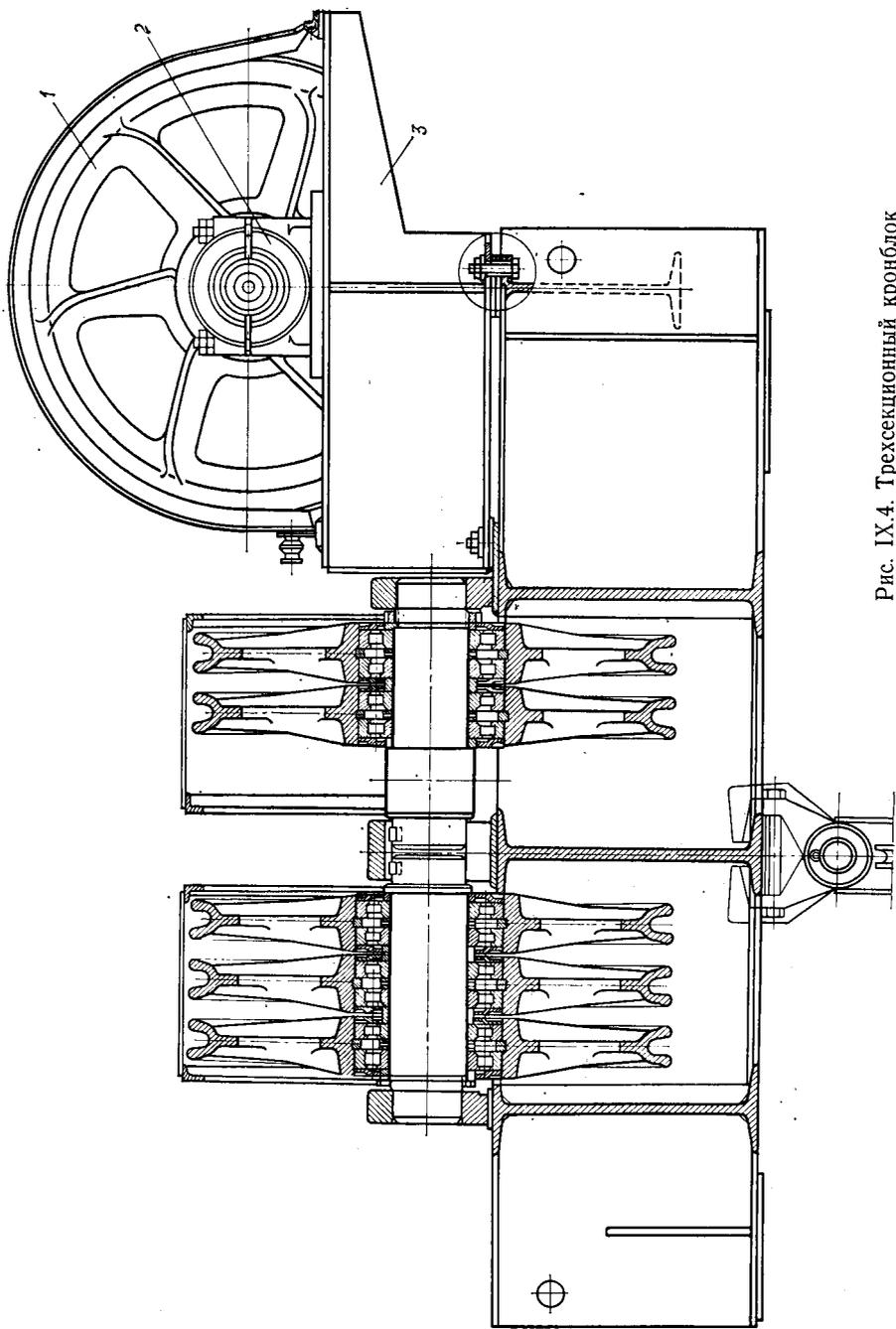


Рис. IX.4. Трехсекционный кривошип

Т а б л и ц а IX.1 Техническая характеристика кронблоков

Параметры	КБ5-185Бр	УКБА-6-200	УКБА-6-250	УКБА-6-270
Грузоподъемность, т	185	200	250	270
Максимальное натяжение ходовой струны, кН	230	200	250	270
Число канатных шкивов	5	6	6	6
Диаметр, мм:				
наружный шкива	1180	1000	1250	1120
каната	28	28	32	32
оси шкивов	170	170	220	220
Номер подшипников шкивов	42234	42234	97744Л	42244
Размеры подшипников, мм	170×310×52	170×310×52	220×340×100	220×400×65
Габариты, мм:				
высота	1285	1615	1890	1320
длина	1630	2810	4370	2320
ширина	996	2240	2780	1440
Масса, т	2,24	2,7	5,8	3,4
Конструктивная схема	Рис. IX. 1, а	Рис. IX. 1, б	Рис. IX. 1, г	Рис. IX. 1, б

Обозначения в шифре: У — Уралмашзавод; КБ — кронблок; А — для работы с А-образной подъемностью в т; третья цифра — порядковый номер кронблока в буровой установке.

ливают на двух роликовых либо сдвоенных подшипниках с коническими роликами. Последние имеют общее наружное кольцо и два внутренних. Между подшипниками соседних шкивов на оси имеются распорные кольца 7, благодаря которым исключается трение ступиц смежных шкивов, вращающихся с различной частотой. Между наружными кольцами роликоподшипников в ступицах шкивов устанавливаются разрезные пружинные кольца 3, а на оси — распорные кольца 5 с проточкой и отверстиями для выхода смазки к подшипникам. Через масленки 11, продольные 8 и радиальные 6 отверстия в оси смазка подается ручным насосом в полость между кольцами 3 и 5 подшипников шкива.

Для сохранения смазки и защиты подшипников от загрязнения используются фланцевые крышки 9, закрепленные на ступицах шкивов. В других конструкциях для этого используются лабиринтные уплотнения, состоящие из колец, запрессованных в ступицу и входящих в кольцевой паз ступицы соседнего шкива. Осевые зазоры подшипников регулируются гайкой 12, предохраняемой от отвертывания винтом 10 либо стопорной шайбой.

Шкивы и подшипники кронблоков изнашиваются неравно-

УКБА-7-320	УКБА-7-400-1	УЗ-300	УКБА-7-500	БУ-75Бр
320	400	300	500	100
265	350	420	425	85
7	7	7	7	5
1250	1400	1510	1510	800
32	35	38	38	25
220	260	260	380	140
97744JM	7097152M	2097152	1097976	12228
220×340×100	260×400×104	260×400×186	380×520×150	
2080	2160	1870	2020	1040
4100	4230	3970	5090	1520
2950	2980	2580	2220	1000
6,0	7,0	8,3	11,7	1,3
Рис. IX. 1, д		Рис. IX. 1, в		Рис. IX. 1, а

ной вышкой и комплексом АСП; первая цифра — число шкивов; вторая цифра — грузо-

мерно. Опыт показывает, что наибольшему износу подвергаются подшипники и канавки шкива, огибаемого ходовой струной талевого каната, и соседних с ним быстровращающихся шкивов. Секционное расположение шкивов позволяет обеспечить их равномерное изнашивание путем поворота каждой секции на 180° либо их перестановки, если число шкивов в секциях одинаковое. Благодаря этому увеличивается срок службы кронблока.

Секции шкивов закрываются кожухами. Для предотвращения выскакивания каната из канавки шкива зазор между шкивами и кожухом не должен превышать 0,15 диаметра каната. При больших зазорах канат может соскочить и оказаться затянутым между смежными шкивами. В результате этого часть рабочих струн разгружается, а из-за перегрузки оставшихся в работе струн может произойти обрыв каната.

На рис. IX.4 показан трехсекционный кронблок с несоосным расположением секций, отличающийся от предыдущей конструкции тем, что ходовой шкив 1 находится на отдельной опоре 2, установленной на верхней полке рамы 3.

Техническая характеристика кронблоков приведена в табл. IX.1.

§ 3. ТАЛЕВЫЕ БЛОКИ

В талевом блоке число шкивов на единицу меньше, чем в парном с ним кронблоке. В отличие от кронблока талевый блок не испытывает нагрузок от натяжений ходовой и неподвижной струн каната, поэтому грузоподъемность его меньше, чем кронблока. Масса талевого блока должна быть достаточной для обеспечения необходимой скорости его спуска, в связи с чем талевые блоки обычно массивнее кронблока, хотя число шкивов и грузоподъемность последних больше. Талевые блоки изготовляют одно- и двухсекционными. Они предназначены соответственно для ручной расстановки свечей и для работы с комплексом АСП. Двухсекционные талевые блоки при необходимости могут быть использованы для ручной расстановки свечей.

Односекционный талевый блок (рис. IX.5) состоит из двух щек 1 с приваренными накладками 2, изготовленными из стального листа. Щеки, соединяемые траверсой 11 и двумя болтовыми стяжками 4, образуют раму талевого блока. Между траверсой и стяжками в щеках имеется расточка для оси 6 шкивов. Ось крепится в щеках двумя гайками 12, предохраняемыми от отвинчи-

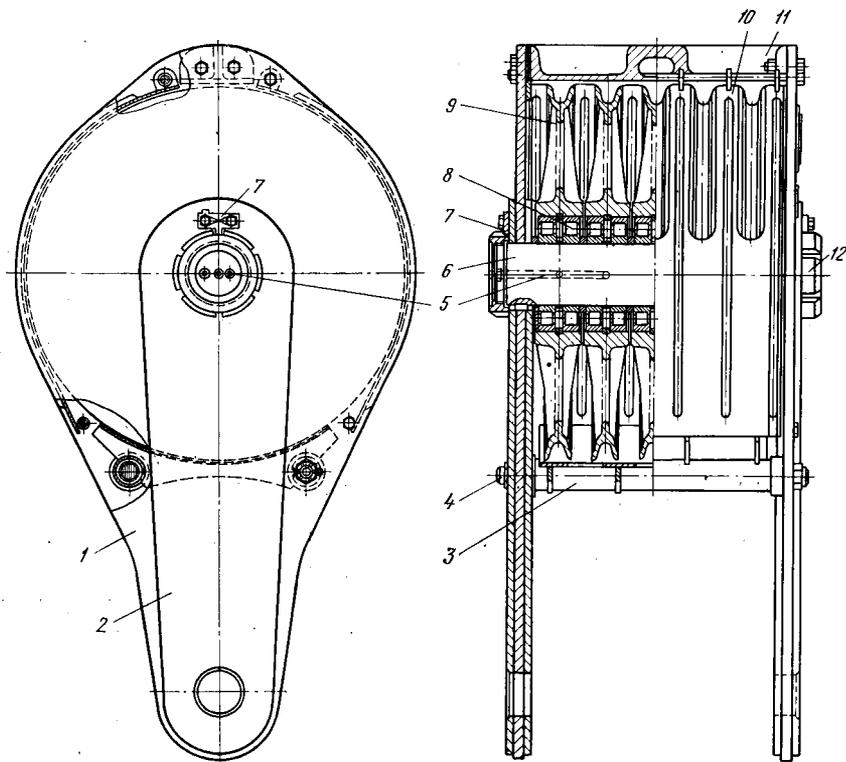


Рис. IX.5. Односекционный талевый блок

вания стопорной планкой 7. Шкивы 9 на оси талевого блока устанавливаются на подшипниках качения 8 подобно шкивам кронблока. Для предотвращения выскакивания каната из канавки шкивов на стяжках 4 закреплен нижний кожух 3. С наружной стороны шкивы закрываются кожухами 10 с прорезями в верхней части, предназначенными для выхода каната.

Кожухи талевого блока изготавливаются из листовой стали либо литыми. Предпочтительнее литые кожухи, обладающие большей массой, благодаря которой возрастает скорость спуска незагруженного талевого блока. На нижних вытянутых концах имеются отверстия для осей, соединяющих талевый блок непосредственно с корпусом крюка. Для соединения с крюками, имеющими штропы, талевые блоки снабжаются серьгой, которая находится в отверстиях кронштейнов, приваренных к нижним концам щек. Серьга талевого блока заводится под штроп крюка и крепится в отверстиях кронштейнов при помощи пальцев. Подшипники смазываются пружинными масленками через отверстия 5 в оси шкивов талевого блока.

Двухсекционный талевый блок (рис. IX.6) состоит из трехблочной 2 и двухблочной 5 секций, соединенных желобом 3, который направляет талевый блок при его перемещении вдоль свечи. Для расстановки свечей на два подсвечника, расположенных у противоположных граней буровой вышки, вместо желоба используется поворотная муфта. Установка шкивов 1 на осях, крепление осей в щеках каждой секции, смазка подшипников и их предохранение от загрязнения, а также кожухи 10 шкивов выполнены по аналогии с ранее рассмотренными конструкциями кронблоков и талевых блоков.

В щеках секций талевого блока установлены две параллельные оси 6 для подвески траверсы 7. Одновременно оси 6 служат для жесткого соединения секций талевого блока. В траверсе установлен стакан 14 на упорном шарикоподшипнике 13. К стакану на двух валиках 8 подвешена скоба-подвеска 9 с проушинами для штропов автоматического элеватора, используемого в комплексе АСП. При ручной расстановке свечей в проушины скобы 9 подвешиваются петлевые штропы для работы с обычными элеваторами. В процессе бурения скоба используется для подвески вертлюга. Положение скобы фиксируется замком 12.

В отличие от талевых блоков, используемых для ручной расстановки свечей, в рассматриваемой конструкции имеются дополнительный кожух 11 для защиты от возможных ударов и резиновый буфер 4, на который при подъеме талевого блока ложится центратор комплекса АСП. В других конструкциях двухсекционных талевых блоков щеки каждой секции соединяются осями, на которых устанавливаются специальные подвески с проушинами для штропов автоматического элеватора или трехрогого крюка (У4-300, УТБА-6-400).

Техническая характеристика талевых блоков приведена в табл. IX.2.

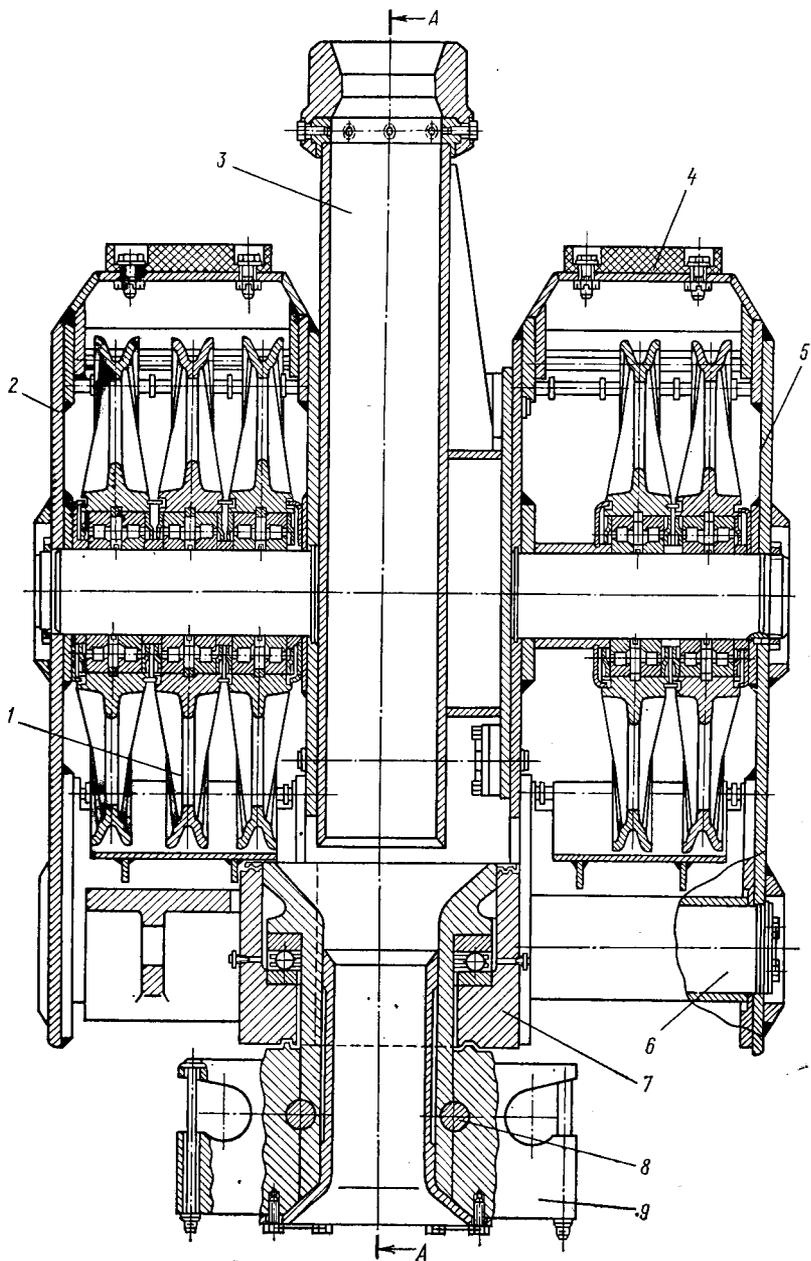


Рис. IX.6. Двухсекционный талевый блок

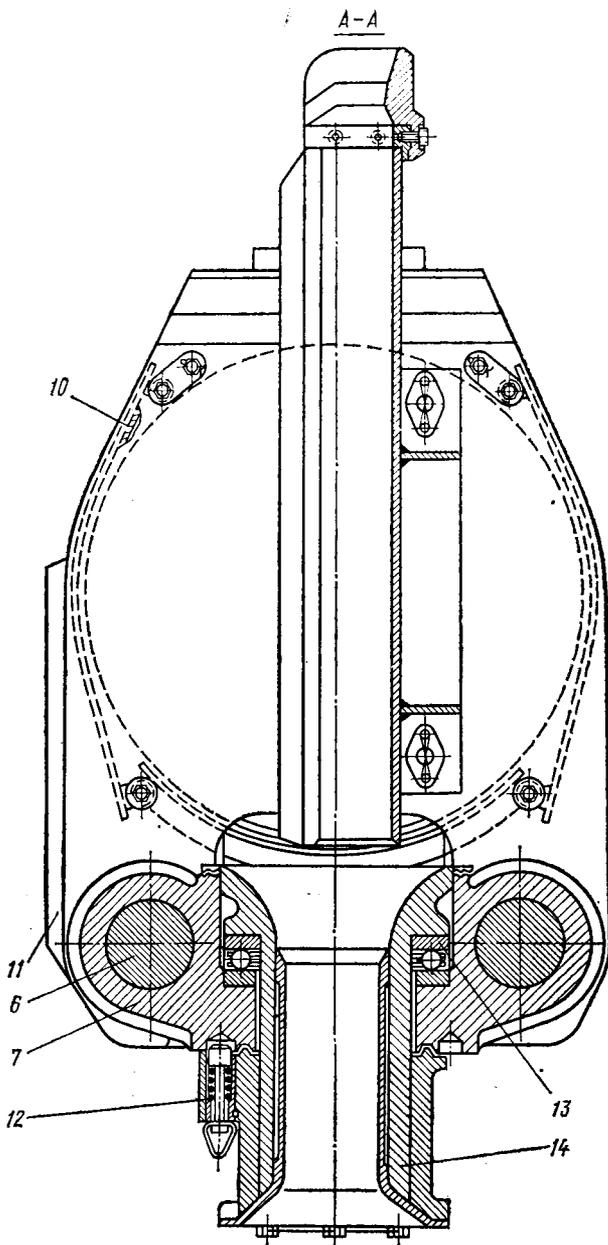


Рис. IX.6. (Продолжение)

Т а б л и ц а IX.2 Техническая характеристика талевых блоков

Параметры	ТБК4-140Бр	УТБА-5-170	УТБА-5-200
Грузоподъемность, т	140	170	200
Число канатных шкивов	4	5	5
Число секций	1	2	2
Диаметр, мм:			
наружный шкива	1180	1000	1250
каната	28	28	32
оси шкивов	170	170	220
проходного отверстия	—	210	210
Номер подшипников шкивов	42234	42234	97744ЛМ
Размеры подшипника, мм	170×310×52	170×310×52	220×340×100
Номер упорного подшипника траверсы	—	8268 Л	8268 Л
Габариты, мм:			
высота	2115	2305	2635
длина по оси блоков	1240	1410	1450
ширина	800	1090	1360
Масса, т	3,5	4,4	7,3

§ 4. ШКИВЫ КРОНБЛОКОВ И ТАЛЕВЫХ БЛОКОВ

Шкивы кронблоков и талевых блоков имеют одинаковую конструкцию и размеры. Диаметр шкива, профиль и размеры канавки существенно влияют на срок службы и расход талевых канатов. Усталостная долговечность каната возрастает с увеличением диаметра шкивов, так как при этом уменьшаются повторно-переменные напряжения, возникающие в канате при огибании шкивов. В буровых установках диаметры шкивов ограничиваются габаритами вышки и удобством работ, связанных с выносом свечей на подсвечник. На основе изучения отечественного и зарубежного опыта конструирования и эксплуатации буровых установок установлено, что оптимальное значение диаметра шкива определяется из условия

$$D_{ш}K/d_k = 150 - 160, \quad (IX.2)$$

где $D_{ш}$ — диаметр шкива по дну канавки; K — запас прочности каната; d_k — диаметр каната.

Канавка шкива имеет V-образный профиль с круглым ложем, обеспечивающим канату достаточную опорную поверхность. Радиус ложа канавки выбирают в зависимости от диаметра каната:

$$r = d_k/2 + (2,5 \div 4). \quad (IX.3)$$

При значительном увеличении радиуса ложа канавки опорная поверхность каната уменьшается и в результате возрастающих контактных давлений снижается срок его службы. Поэтому диаметр каната должен соответствовать принятому его значению в используемом типоразмере шкива. Для устранения преждевре-

УТБА-5-225	УТБА-6-250	УТБА-6-320	У4-300	УТБА-6-400	БУ-75Бр
225	250	320	300	400	100
5	6	6	6	6	4
1	2	2	2	2	1
1120	1250	1400	1510	1510	800
32	32	35	38	38	25
220	220	260	260	380	140
—	210	—	—	224	—
42244	97744JM	7097152M	2097152	1097976	12228
220×400×65	220×340×100	260×400×104	260×400×186	380×520×150	—
—	—	—	—	—	—
2220	2575	2535	3170	2965	
970	1270	1418	1925	1840	
1170	1410	1440	1570	1572	
3,2	6,7	9,6	10,3	12,5	1,15

менного износа профиля канавки шкивов должен обеспечить беспрепятственное набегание и сбегание каната. Касание каната стенок канавки шкива сопровождается трением, обусловленным разностью линейных скоростей каната и контактирующих с ним боковых стенок канавки.

Для нормальной работы каната угол α развала стенок канавки должен быть больше угла γ отклонения каната от плоскости вращения шкива (рис. IX.7). Отклонение рабочих струн талевого каната от плоскости вращения шкивов обусловлено оснасткой талевой системы и смещением свободно подвешенного талевого блока относительно кронблока вследствие разницы в числе шкивов, установленных на талевом блоке и кронблоке. Углы отклонения рабочих струн каната от плоскости вращения шкивов увеличиваются по мере подъема талевого блока и достигают максимальной величины в крайнем верхнем положении талевого блока.

Ходовая струна отклоняется от плоскости вращения шкива в результате перемещения каната вдоль барабана лебедки. Максимальный угол отклонения ходовой струны определяется длиной барабана и расстоянием между осями барабана и кронблока. Угол отклонения неподвижной струны остается неизменным и зависит от положения механизма для крепления каната относительно неподвижного шкива кронблока.

Опыт эксплуатации показывает, что угол развала стенок канавки α , рекомендуемый в общепринятых нормах, не удовлетворяет условиям работы талевых канатов. Боковые стенки канавки шкивов, изготовленные по этим нормам, интенсивно изнашиваются из-за недостаточного угла развала. В связи с этим шкивы

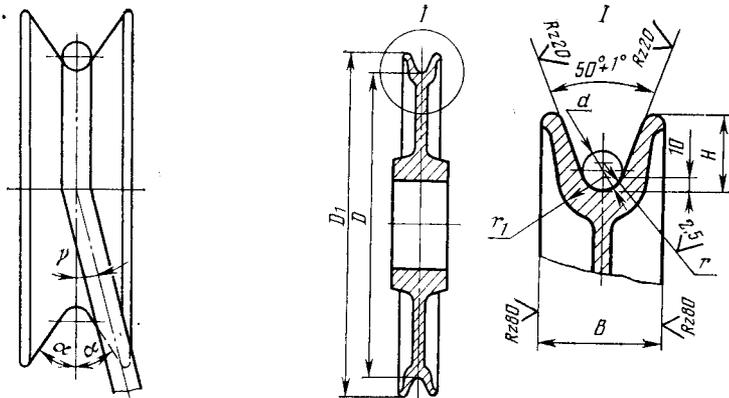


Рис. IX.8. Шкив талевых механизмов

Рис. IX.7. Схема для определения угла α развала стенок канавки шкива в зависимости от угла γ отклонения каната от плоскости вращения шкива

талевых блоков и кронблоков имеют угол развала стенок канавки 50° против $40\text{—}45^\circ$ по ОСТ 24-191-01. Основные параметры и размеры шкивов талевых механизмов приведены на рис. IX.8 и в табл. IX.3.

Канавка шкива подвергается поверхностной закалке до твердости $\text{HRC} \geq 45$ на глубину не менее 3 мм. Радиальное биение канавки шкива не должно превышать 2 мм. Смещение оси симметрии канавки от средней плоскости шкива не более 2 мм.

Для повышения долговечности канатов канавки шкивов футеруются пластмассами, обладающими достаточной износостойкостью и сопротивляемостью контактному давлению. Опытные промышленные испытания футерованных шкивов на буровых уста-

Т а б л и ц а IX.3 Техническая характеристика шкивов талевых механизмов

Типоразмер шкива	Диаметр, мм			Радиус канавки r_1 , мм	Высота канавки H , мм, не менее	Ширина обода B , мм, не менее	Радиус профиля r_1 , мм	Масса, кг, не более
	номинальный по ДПУ канавки D	наружный шкива D_1	каната d , мм					
Шк-800-25	800	900	25	14	50	85	30	120
Шк-900-28	900	1000	28	15,5	50	90	30	150
Шк-1000-32	1000	1120	32	18	60	100	35	250
Шк-1140-32	1140	1250	32	18	55	100	35	310
Шк-1285-35	1285	1400	35	19,5	57,5	115	38	390
Шк-1365-38	1365	1500	38	21	67,5	115	38	430

новках показали, что вследствие снижения контактных напряжений в наружных проволоках наработка талевых канатов значительно возрастает.

§ 5. КРЮКИ И СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПОДВЕСКИ

Крюки и другие специальные подвески, присоединяемые к талевому блоку, предназначены для:

подвешивания вертлюга и бурильной колонны при бурении скважины;

подвешивания с помощью штропов и элеватора колонн бурильных и обсадных труб при спуско-подъемных операциях;

подвешивания и перемещения на площадке буровых тяжелого оборудования при монтажно-демонтажных работах и инструмента при бурении скважины.

Крюки используются при ручной расстановке свечей. При работе с комплексом АСП крюки заменяются специальными подвесками. В современных буровых установках применяются трехрогие крюки, отличающиеся грузоподъемностью. Конструкции буровых крюков существенных различий не имеют.

Крюк (рис. IX.9) состоит из литого корпуса 9 и собственно крюка 12. В трехрогих крюках основной рог 1 используется для подвешивания вертлюга, а два боковых рога 13 — для штропов элеватора. Корпус соединяется с крюком при помощи ствола 11, установленного в полом стакане 10 на пружинах 6, затянутых гайкой 5. Стакан опирается на упорный шариковый подшипник 7 и может поворачиваться относительно корпуса. Гайка ствола имеет продольные пазы под направляющие планки, приваренные к верхнему торцу стакана. Благодаря этому вместе со стаканом поворачивается ствол с крюком, что позволяет предохранить талевый канат от закручивания при поворачивании крюка.

В процессе бурения крюк относительно корпуса фиксируется стопором 4, вмонтированным в полухомуты стопорного устройства 3, неподвижно закрепленного в наружной кольцевой проточке нижней части стакана. От самоотвинчивания ствол предохраняется стопорной планкой 14, установленной в радиальных пазах ствола. Пружина 6 состоит из двух секций и работает на сжатие. Ход пружины и ее грузоподъемность при выбранном ходе обеспечивают необходимый при отвинчивании приподъем свечи на высоту замковой резьбы. При нагрузках, превышающих вес одной свечи, пружина сжимается до упора торцов гайки и стакана. В крюках КТБ-4-140Бр вместо ствола используются безрезьбовые подвески.

Собственно крюки изготавливаются литыми из высокопрочных стальных отливок либо пластинчатыми из легированной термически обработанной листовой стали. Пластинчатые крюки впервые были использованы в буровых установках Уралмашзавода. Пластины крюка соединяются заклепками с потайными головками. В зеве крюка 1 устанавливается фасонный вкладыш из

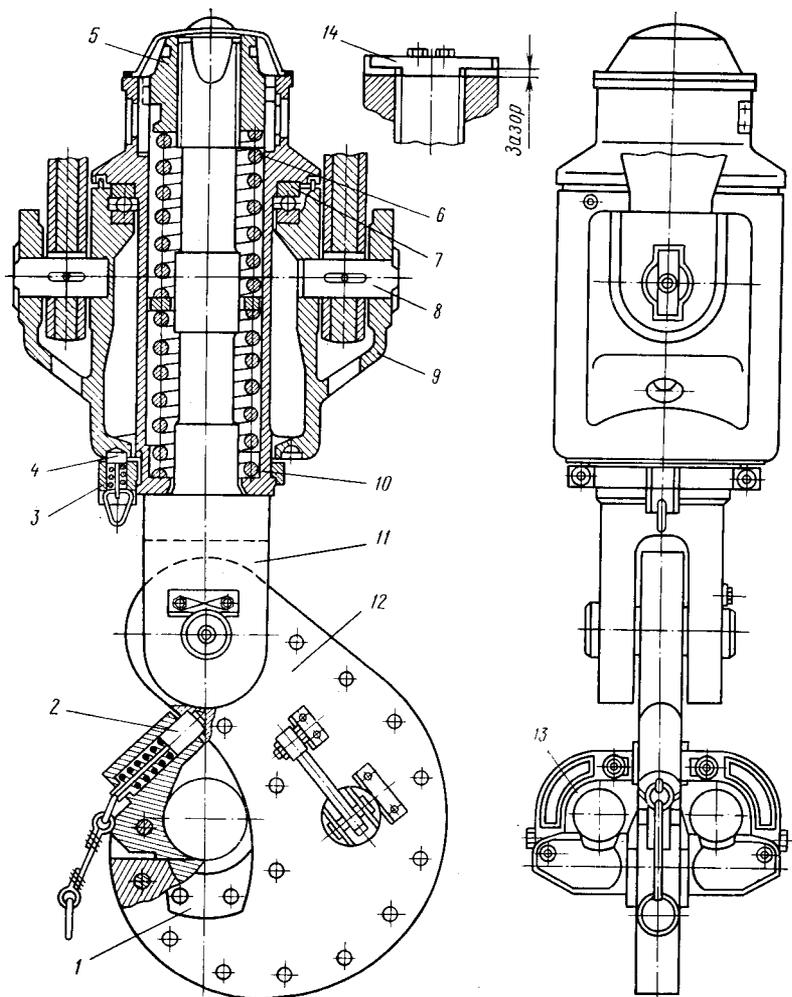


Рис. IX.9. Трехрогий крюк

литой стали, обеспечивающий сохранность пластин и плавность прилегания контактирующих поверхностей штропа вертлюга и зева крюка.

Боковые рога *13* устанавливаются на оси, запрессованной в расщотку пластин. Зев основного рога закрывается автоматически при заведении штропа вертлюга в результате поворота подпружиненной защелки *2*. Боковые рога закрываются откидными скобами. Грузоподъемность боковых рогов крюка в большинстве случаев выше грузоподъемности основного рога. В крюкоблоках крюк соединяется со щеками талевого блока при помощи осей *8*,

установленных в карманах его корпуса и закрепленных стопорными планками. Талевые блоки с серьгой соединяются с крюком при помощи штропа, установленного на осях в карманах корпуса крюка.

При работе с двухсекционными талевыми блоками бурильная колонна при спуско-подъемных операциях подвешивается к автоматическому элеватору, который в комплексе АСП заменяет крюк. В процессе бурения скважин вертлюг присоединяется к автоматическому элеватору при помощи дополнительной подвески (см. рис. VIII.4).

Техническая характеристика крюков

Типоразмер крюка	УК-225	У5-300	КТБ-4-140Бр
Грузоподъемность основного рога, т	225	300	140
Грузоподъемность боковых рогов, т	250	400	140
Подвеска крюка к талевому блоку	Блочная	Два петлевых штропа	Блочная
Тип резьбы ствола	Специальная	трапецеидальная	Без резьбы
Диаметр, мм:			
резьбы ствола	180×20	220×20	
оси	140	140	
зева крюка под вертлюг	220	300	170
зева боковых рогов	150	150	110
Номер упорного шарикоподшипника	8272	8292	8836
Рабочий ход пружины, мм	145	150	175
Грузоподъемность пружины крюка, т:			
в начале рабочего хода	3,7	4,6	1,7
при выбранном ходе пружины	10	12,25	4
Габариты, мм:			
по боковым рогам	560	670	620
ширина по корпусу крюка	600	750	615
высота	2615	4095	1427
Масса, т	2,9	4,8	1,4

§ 6. УСТРОЙСТВА ДЛЯ КРЕПЛЕНИЯ НЕПОДВИЖНОЙ СТРУНЫ ТАЛЕВОГО КАНАТА

В талевых механизмах применяют устройства для крепления неподвижной струны талевого каната нескольких типов. Наряду с основным назначением рассматриваемые устройства обеспечивают удобство и быстроту смены и перепуска талевого каната.

Механизмы для крепления неподвижной струны талевого каната (рис. IX.10) различаются по грузоподъемности и состоят из станины 1, на которой находится рычаг 4 с осью 7 и подшипником качения 8. На рычаге установлены конический барабан 6 и зажимы 3 для крепления талевого каната 5. Благодаря вращению конического барабана в подшипнике 10, расположенном на оси 9, канат без скольжения, легко и быстро перемещается по барабану, что позволяет сократить время, задерживаемое на смену и перепуск каната. Планки 12, закрепленные на рычаге,

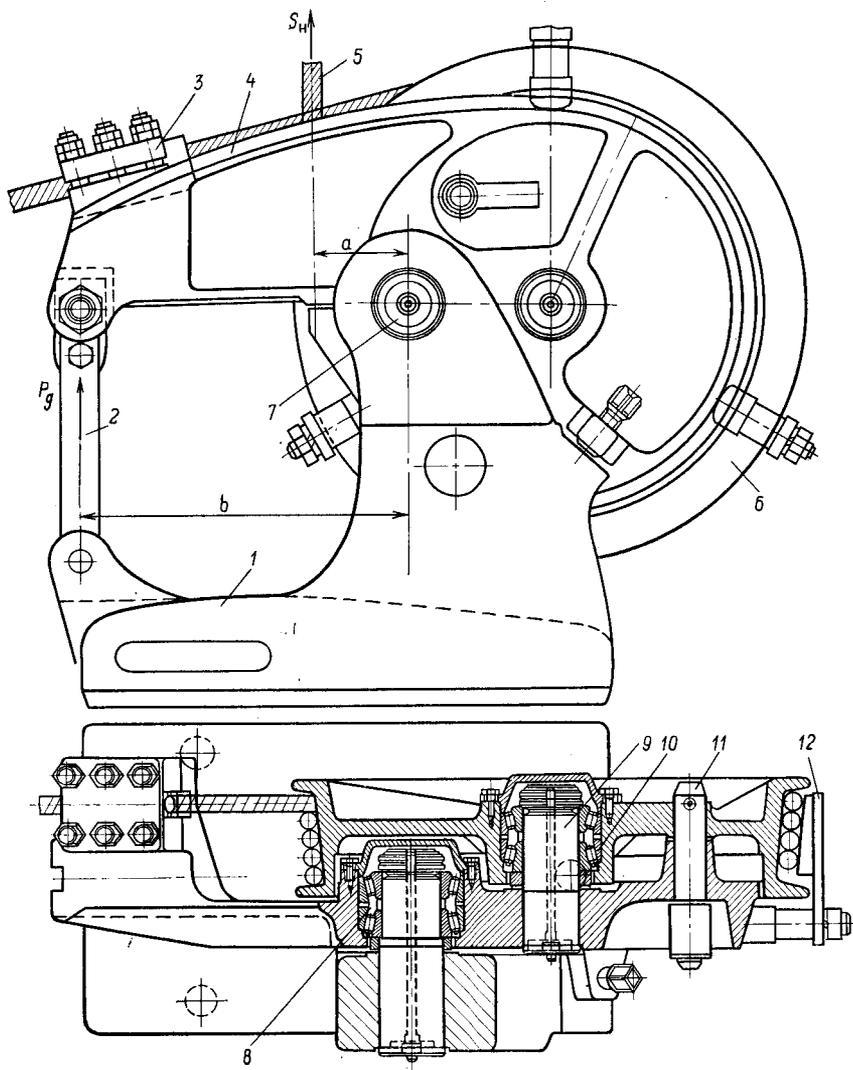


Рис. IX.10. Механизм для крепления неподвижной струны талевого каната

удерживают витки каната от перехлестывания при вращении барабана.

После смены и перепусков каната барабан жестко соединяется с рычагом при помощи стопорного пальца 11, а свободный конец каната крепится в зажимах 3. В результате этого образуется рычаг, относительно оси 7 которого на плече a действует движущая сила S_H от натяжения неподвижной струны каната,

Таблица IX.4 Техническая характеристика устройств для крепления неподвижной струны талевого каната

Буровая установка	Допускаемая нагрузка на крюке, кН	Диаметр барабана, мм	Число витков на барабане	Допускаемая нагрузка, кН		Размеры, мм			Масса, кг
				на датчик	на барабан	длина	ширина	высота	
БУ3000БД	1700	750	4	60	340	1250	565	1175	860
БУ3000БУ-1				62	340				
БУ4000ДГУ	2000	750	4	80	340	1250	565	1175	860
БУ4000 ЭУ				80	340				
БУ5000ДГУ-1	2500	750	4	80	340	1250	565	1175	860
БУ5000 ЭУ-1				80	340				
БУ6500ДГ	3200	750	3,5	80	340	1250	565	1175	860
БУ6500Э				80	340				
БУ300ДЭ	4000	930		200	380	1980	830	1395	1730
БУ300Э	4000	930		200	400	1390	500	1285	1470
БУ15000									

а на плече b — сила P_d сопротивления, воспринимаемая датчиком веса 2, установленным между рычагом и станиной.

По условию равновесия действующее на датчик усилие уменьшается пропорционально отношению плеч рычага:

$$P_d = S_{на}/b.$$

Перенос места установки датчика веса с неподвижной струны каната в устройство для крепления ее позволяет ускорить смену и перепуск каната за счет устранения операций, связанных со снятием и установкой датчика веса (выполняемых в случае его расположения на неподвижной струне).

Техническая характеристика устройств для крепления неподвижной струны талевого каната, используемых в отечественных буровых установках, приведена в табл. IX.4.

§ 7. ОСНАСТКА ТАЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Правильный выбор кратности и схемы оснастки талевого механизма имеет важное значение. От кратности оснастки зависят диаметр и длина используемого каната, кинематика и нагруженность всей подъемной части бурового комплекса, включающей талевый механизм, буровую лебедку и ее привод. С увеличением кратности оснастки уменьшаются усилия в струнах каната и пропорционально возрастает длина каната, необходимая для подъема талевого блока на заданную высоту. При снижении усилий в струнах каната можно уменьшить его диаметр и соответственно диаметры барабана лебедки и шкивов талевого блока и кронблока.

Однако при увеличении длины каната возрастает необходимая канатоемкость барабана. Рост числа перегибов каната на шкивах, вызываемый увеличением кратности оснастки, можно компенсировать некоторым повышением запаса прочности каната, что более существенно влияет на его усталостную прочность, чем число перегибов.

Скорости подъема крюка (в м/с) определяются по формуле

$$v_{кр} = \pi D_{ср} n_{дв} / 60 i_{т.с} i_{тр},$$

где $n_{дв}$ — частота вращения вала двигателя лебедки, об/мин; $D_{ср}$ — средний диаметр навивки каната на барабан лебедки, м; $i_{т.с}$ — кратность оснастки талевой системы; $i_{тр}$ — передаточное число трансмиссии (от вала двигателя до лебедки).

Из приведенной формулы имеем

$$i_{тр} = \pi D_{ср} n_{дв} / 60 v_{кр} i_{т.с}.$$

Как видно, необходимое передаточное число трансмиссии буровой лебедки уменьшается с увеличением кратности оснастки талевой системы. Благодаря меньшему редуцированию упрощается конструкция и снижается металлоемкость трансмиссии. Важно также отметить, что с увеличением кратности оснастки уменьшаются изгибающие и крутящие моменты, которые действуют на детали подъемного механизма, расположенные между лебедкой и двигателями, и возрастают запас сцепления фрикционных муфт и запас торможения ленточного тормоза лебедки, что благоприятно влияет на срок их службы. Поэтому при выборе кратности оснастки следует не только исходить из прочности каната, но и учитывать влияние кратности оснастки на конструктивные и эксплуатационные качества всего подъемного механизма буровой установки.

Последовательность огибания канатом шкивов кронблока и талевого блока определяется схемой оснастки талевого механизма. Различают параллельную и крестовую схемы оснастки. При параллельной оснастке оси кронблока и талевого блока располагаются в пространстве параллельно, а при крестовой перекрещиваются под углом 90° . Предпочтительнее крестовая схема оснастки (рис. IX.11), при которой ходовая струна каната располагается на среднем шкиве кронблока и поэтому обеспечивается более равномерная и плотная навивка каната на барабан лебедки.

При параллельной оснастке ходовая струна располагается на одном из крайних шкивов кронблока, что ухудшает намотку каната из-за сравнительно большой разницы углов отклонения каната от плоскости вращения ходового шкива в крайних положениях каната на барабане лебедки. Опыт показывает, что при крестовой оснастке значительно уменьшаются раскачивание не-

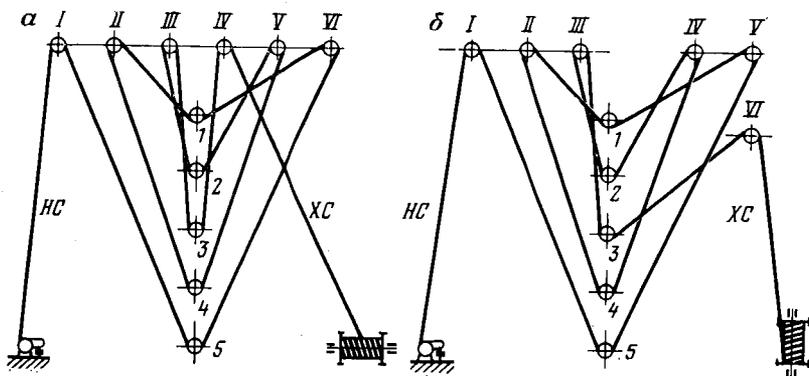


Рис. IX.11. Развернутая схема и последовательность оснастки талевого механизма:

a — при ручной расстановке свечей (кронблок соосный): *НС* — 1 — 5 — VI — 1 — II — 4 — V — 2 — III — 3 — IV — *ХС*; *б* — при работе с комплексом АСП (кронблок несоосный): *НС* — 1 — 5 — V — 1 — II — 4 — IV — 2 — III — 3 — VI — *ХС*; *НС* — неподвижная струна; *ХС* — ходовая струна

нагруженного талевого блока при спуско-подъемных операциях, а также момент от сил упругости каната, вызывающей закручивание талевого блока.

§ 8. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

Детали и узлы талевого механизма рассчитываются на прочность по наиболее опасным нагрузкам, включающим максимальную рабочую нагрузку и собственный вес подвижных частей талевого механизма. Максимальная рабочая нагрузка ограничивается допускаемой нагрузкой на крюке, регламентируемой для каждого класса буровых установок (см. табл. II.1).

С учетом собственного веса подвижных частей талевого механизма расчетные нагрузки составляют:

для деталей крюка

$$P_{кр} = P_{max} + G_{шт} + G_{эл};$$

для деталей талевого блока

$$P_{т. б} = P_{max} + G_{кр} + G_{шт} + G_{эл};$$

для деталей кронблока

$$P_{крб} = P_{max} \frac{i_{т. с} + 2}{i_{т. с}} + G_{тб} + G_{кр} + G_{шт} + G_{эл} = \\ = P_{max} (i_{т. с} + 2) / i_{т. с} + G_{т.}$$

Здесь $P_{кр}$; $P_{тб}$; $P_{крб}$ — расчетные нагрузки для деталей крюка, талевого блока и кронблока; P_{max} — допускаемая нагрузка на крюке; $G_{шт}$; $G_{эл}$; $G_{кр}$; $G_{т. б}$ — вес штропов, элеватора, крюка и талевого блока; $G_{т}$ — вес подвижных частей талевого механизма.

Т а б л и ц а IX.5 Расчетные значения веса подвижных частей талевого механизма

Диаметр каната, мм	Вес подвижных частей талевого механизма G_T (в кН) при оснастке		
	4×5	5×6	6×7
25	50	—	—
28	60	80	—
32	80	100	120
35	—	120	150
38	—	—	180

В проектировочных расчетах вес подвижных частей талевого механизма принимается в зависимости от оснастки и диаметра каната. На основе статистических данных Уралмашзаводом установлены средние значения веса подвижных частей талевого механизма, обеспечивающие достаточную скорость спуска незагруженного элеватора (табл. IX.5).

Разница между фактическим и табличным значениями веса подвижных частей талевого механизма существенно не влияет на результаты расчетов. Вес подвижных частей талевого механизма в зависимости от допускаемой нагрузки на крюке

$$G_T = (0,03 \div 0,04) P_{\max}. \quad (\text{IX.4})$$

Расчеты на выносливость проводят по эквивалентным нагрузкам

$$P_{\text{эkv}} = K_9 P,$$

где K_9 — коэффициент эквивалентности (долговечности); P — расчетная нагрузка.

Для деталей талевого механизма (за исключением подшипников) коэффициент эквивалентности $K_9 = 0,5$.

Коэффициенты запаса статической прочности $[S]$ и на выносливость $[n]$ должны быть не менее следующих допускаемых значений: $[n] = 1,7$; $[S] = 3,5$.

Частота вращения шкивов зависит от скорости крюка и числа струн каната от неподвижного шкива до рассматриваемого шкива талевого механизма:

$$n_i = 60 v_{\text{кр}} i_i / \pi D_{\text{ш}}, \quad (\text{IX.6})$$

где n_i — частота вращения i -го шкива; $v_{\text{кр}}$ — скорость крюка, м/с; i_i — число рабочих струн от неподвижного до i -го шкива; $D_{\text{ш}}$ — диаметр шкива, м.

Подшипники талевого кронблока рассчитывают и выбирают по нагрузке и частоте вращения ходового шкива, являющегося наиболее нагруженным. Расчетная долговечность подшипников принимается равной 3000 ч при условной частоте вращения 100 об/мин.

Глава X ТАЛЕВЫЕ КАНАТЫ

§ 1. РАЗМЕРЫ, ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, КОНСТРУКТИВНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ

Стальные проволочные канаты, используемые для соединения буровой лебедки с кронблоком и талевым блоком, называются талевыми канатами. В процессе эксплуатации талевые канаты подвергаются растяжению и многократным перегибам на шкивах кронблока, талевого блока и барабане лебедки, в результате которых происходит усталостное разрушение их. Наружные проволочки каната подвергаются износу на шкивах и барабане лебедки, поэтому ускоряется процесс их усталостного разрушения. Вследствие недостаточной долговечности возрастают потребление талевых канатов и вынужденные простои буровых установок в ожидании смены изношенных канатов, что отрицательно влияет на технико-экономические показатели бурения.

Согласно ГОСТ 16 853—71, талевые канаты для эксплуатационного и глубокого, разведочного бурения изготавливаются в трех исполнениях, различающихся по типу используемых сердечников:

- 1 — с металлическим сердечником (м. с.);
- 2 — с органическим трехпрядным сердечником (о. с.);
- 3 — с пластмассовым стержневым сердечником (п. с.).

Основные размеры и параметры талевых канатов приведены на рис. X.1 и в табл. X.1.

Диаметр каната измеряется штангенциркулем по выступам диаметрально расположенных прядей (рис. X.2). Предельные

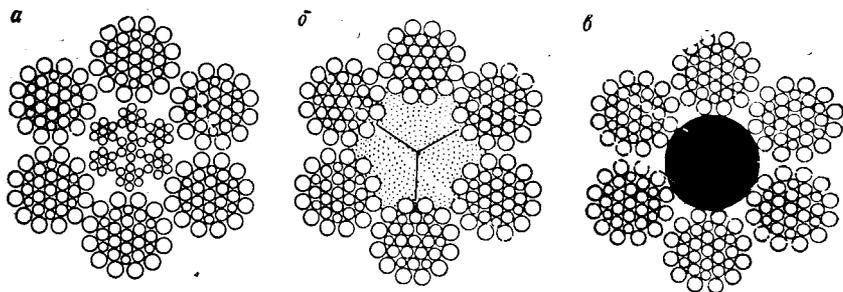


Рис. X.1. Талевые канаты типа ЛК-РО с сердечниками:

а — металлическим; б — органическим трехпрядным; в — пластмассовым

Таблица X.1 Основные размеры и параметры талевых канатов по ГОСТ 168 6×31 + и. с.)

Диаметр каната, мм	Диаметр проволоки, мм					Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ² , исполнения		Расчетная масса 100 м смазанного каната, кг исполнения	
	центральной в пряди	1-го слоя (шесть проволок)	2-го слоя		3-го слоя (двенадцать проволок)	1-го	2-го и 3-го	1-го	2-го
			большой (шесть проволок)	малой (шесть проволок)					
25	1,35	1,30	1,20	0,85	1,60	300,64	262,18	266	245
28	1,55	1,45	1,30	1,00	1,80	376,50	329,95	338	300
32	1,70	1,60	1,50	1,10	2,00	470,06	409,94	415	380
35	1,85	1,75	1,65	1,20	2,20	564,13	494,01	505	464
38	2,00	1,90	1,80	1,30	2,40	672,50	585,92	598	545

Примечания: 1. Канат исполнения 1 снабжается сердечником 6×7+1 м. с. При 2. Масса каната исполнения 3 на 2% меньше массы каната исполнения 2.

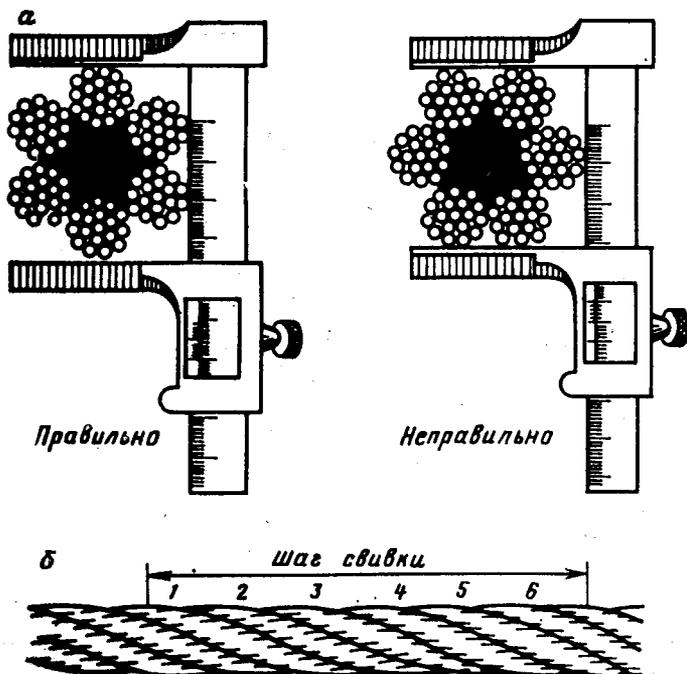


Рис. X.2. Измерение диаметра каната штангенциркулем *а* и замер шага свивки шестипрядного каната *б*

Расчетное разрывное усилие, кН, не менее, по пределу прочности на разрыв σ_b , МПа											
1600		1700		1800		1600		1700		1800	
суммарное P_c	агрегатное P_a	суммарное P_c	агрегатное P_a	суммарное P_c	агрегатное P_a	суммарное P_c	агрегатное P_a	суммарное P_c	агрегатное P_a	суммарное P_c	агрегатное P_a
Исполнение 1						Исполнение 2 и 3					
481,0	408,8	511,0	433,4	541,1	456,9	419,1	356,5	445,7	378,8	471,9	401,1
602,4	512,0	640,0	544,0	677,7	576,0	527,9	448,7	560,9	476,8	593,9	504,8
752,1	639,3	799,1	679,2	846,1	719,2	655,9	557,5	696,9	592,4	737,9	627,2
902,6	767,2	959,0	815,2	1015,4	863,1	740,4	671,8	839,8	713,8	889,2	755,8
1076,0	914,6	1143,3	971,8	1210,5	1028,9	937,5	796,9	996,1	846,7	1054,7	896,5

использовании сердечника 6×7 + 1 о. с. разрывные усилия каната снижаются на 2 %

отклонения диаметров каната должны быть +6%, для канатов исполнения 1 и 3 — 10% для канатов исполнений 2 и 3.

Шаг свивки каната измеряется по расстоянию между двумя одноименными точками наружных проволок, расположенных через каждые $k+1$ прядей, где k — число прядей в канате (рис. X.2, б). С уменьшением шага свивки возрастают прочность и структурная плотность каната. В талевых канатах шаг свивки проволок в прядях и сердечнике не должен превышать их 8,5-кратного диаметра, а шаг свивки прядей в канате — 6,5-кратного диаметра каната. По длине каната шаги свивки проволок в прядях и прядей в канате должны быть равномерными.

Прочность каната на разрыв характеризуется суммарным разрывным усилием всех проволок в канате P_c и агрегатным разрывным усилием P_a . Суммарное разрывное усилие определяется по формуле

$$P_c = f_1 n_1 \sigma_{b1} + f_2 n_2 \sigma_{b2} + f_3 n_3 \sigma_{b3},$$

где f_1, f_2, f_3 — площади поперечного сечения проволок каната; n_1, n_2, n_3 — число проволок каждого диаметра; $\sigma_{b1}, \sigma_{b2}, \sigma_{b3}$ — пределы прочности проволок соответствующего диаметра.

Агрегатное разрывное усилие определяется в результате растяжения готового каната на испытательных машинах. Опыт показывает, что из-за деформации проволок при свивке и неравномерного натяжения прядей разрывное усилие каната в целом или агрегатное разрывное усилие каната меньше суммарной прочно-

сти проволок, использованных при его изготовлении. Потеря прочности каната от свивки характеризуется коэффициентом

$$\Delta = \frac{P_c - P_a}{P_c} 100 \%$$

Для талевых канатов потеря прочности от свивки не должна превышать 15%.

Проволоки для канатов изготовляют из высокоуглеродистой стали с добавками 0,4—0,7 % марганца и 0,3 % кремния. В результате термической обработки и наклепа при протяжке (волочении) предел прочности проволоки может быть увеличен до 2600 МПа. Пряди и металлические сердечники талевых канатов изготовляются из светлой (без защитного металлического покрытия) проволоки с пределом прочности 1600—1800 МПа. Проволоки с более высоким пределом прочности обладают пониженной усталостной прочностью и поэтому для изготовления талевых канатов не используются. Важное значение имеет однородность проволоки по ее длине.

По допускаемому разбегу предела прочности и пластических свойств (числу перегибов и скручиваний до разрушения) проволоки талевых канатов делятся на две марки — высшую *B* и первую *I*. Допускаемый разбег предела прочности проволок, взятых из каната, не должен превышать величин, указанных ниже.

Маркировочная группа каната по пределу прочности, МПа	1600	1700	1800
Допускаемый разбег предела прочности, МПа, каната марки:			
<i>B</i>	26	27	29
<i>I</i>	32	34	37

Долговечность стальных канатов существенно зависит от материала и конструкции их сердечника, препятствующего смещению прядей и смятию каната под действием осевых и радиальных нагрузок. Канаты с органическим сердечником из растительных волокон (пенька, сизаль, манила) наиболее гибкие. Канаты с пластмассовыми и металлическими сердечниками обладают большей сопротивляемостью поперечному сжатию, благодаря чему лучше сохраняют свою форму при огибании шкивов и намотке на барабан. Пластмассовые сердечники в виде сплошного круглого стержня впервые были применены в талевых канатах. Лабораторные и промышленные испытания на буровых показали, что наработка талевых канатов с пластмассовым сердечником на 20—30 % превышает наработку однотипных канатов с пеньковым сердечником.

Для защиты от износа и атмосферной коррозии канат покрывают при свивке специальными смазками (технический вазелин, битум в сочетании с гудроном, полиамидные смазки и др.). Смазки для талевых канатов наряду с антикоррозионными и антифрикционными свойствами должны обладать достаточной прилипаемостью (адгезией) и температурной стойкостью. Повышенные требования к адгезионным свойствам смазок обусловлены

действием значительных центробежных сил, отбрасывающих смазку с поверхности каната при огибании шкивов и барабана.

Физико-механические свойства смазки должны сохраняться при температурах от -50 до $+50$ °С, характерных для северных и южных районов бурения. Указанным требованиям наиболее полно отвечает смазка Московского нефтемаслозавода, специально разработанные для талевых канатов. Однако из-за ограниченных объемов производства эти смазки не получили распространения. Взамен используются смазки 39-У. Смазку наносят тонким слоем внутрь прядей и на поверхность канатов в процессе их изготовления. Органические сердечники каната пропитываются противогнилостными и антикоррозионными составами.

Талевые канаты изготовляют путем двойной свивки — проволок в круглые пряди, а последних в однослойные шестипрядные канаты (тросы). Шестипрядная конструкция обладает рациональным соотношением диаметров прядей и сердечника, при котором обеспечивается выгодное сочетание прочности и гибкости каната.

По способу свивки канаты тросовой конструкции подразделяются на обыкновенные и нераскручивающиеся. В обыкновенных канатах проволоки сохраняют напряжения, порождаемые их упругой деформацией в процессе свивки прядей и каната. Нераскручивающиеся канаты свиваются из предварительно деформированных проволок и прядей. В результате предварительной деформации проволоки и пряди приобретают геометрические формы, соответствующие их положению в готовом канате. Вследствие этого уменьшаются свивочные напряжения, что способствует снижению момента упругой отдачи каната и повышению его гибкости и выносливости.

В результате сравнительных натурных испытаний установлено, что выносливость нераскручивающихся канатов на 25—30 % больше, чем канатов с обыкновенной свивкой, поэтому талевые канаты изготовляют нераскручивающимися. Способ свивки определяется по поведению проволок и прядей в готовом канате. В обыкновенном канате при освобождении его концов от перевязок пряди самопроизвольно расплетаются и требуются сравнительно большие усилия для их обратной укладки. Пряди нераскручивающихся канатов не расплетаются и легко укладываются в свое первоначальное положение.

Согласно ГОСТ 16 853—71, талевые канаты в процессе изготовления подвергаются опрессовке на рихтовальных устройствах, способствующей повышению срока их службы.

В зависимости от взаиморасположения проволок в прядях различают канаты с точечным (ТК) и линейным (ЛК) касанием (контактом) проволок. Канаты с линейным касанием проволок более долговечны. Испытания показывают, что их наработка в 1,5—2 раза превышает наработку канатов с точечным касанием. Талевые канаты относятся к типу ЛК-РО, отличающемуся тем, что в отдельных слоях пряди используются проволоки разного (Р) и одинакового (О) диаметров. Каждая прядь

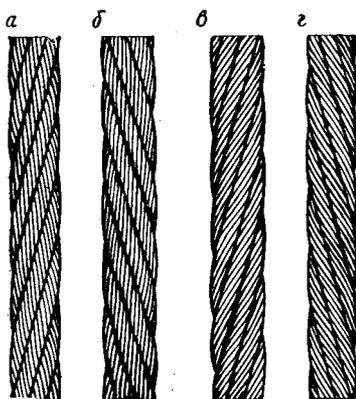


Рис. X.3. Канат двойной крестовой *а, б* и односторонней *в, г* свивки:

а и *в* — правой; *б* и *г* — левой

талевое каната содержит 31 проволоку. Эти проволоки свиты в три слоя: $(1+6) + (6.6) + 12$. Первый слой $(1+6)$ состоит из шести проволок одинакового диаметра и центральной проволоки. Второй слой (6.6) состоит из шести толстых и шести тонких проволок, а третий из двенадцати проволок более толстых, чем в первом и втором слоях. Благодаря принятой конструкции прядей обеспечиваются достаточная гибкость и износостойкость талевого каната, необходимые для его эффективной работы.

По роду свивки различаются канаты крестовой и односторонней свивки. В канатах крестовой свивки проволоки в пряди свиты в одну сторону, а пряди в канат — в противоположную. В канатах односторонней

(параллельной) свивки проволоки и пряди свиты в одну сторону. При крестовой свивке наружные проволоки располагаются параллельно (рис. X.3, *а* и *б*), а при односторонней — под углом к оси каната (рис. X.3, *в* и *г*). Канаты односторонней свивки вследствие гибкости и плотности расположения проволок по сечению обладают повышенной выносливостью и износостойкостью. Однако они непригодны для буровых установок, так как вызывают закручивание свободно подвешенного талевого блока из-за чрезмерных свивочных напряжений в проволоках каната. В канатах крестовой свивки проволоки деформируются в разных направлениях при свивке прядей и каната, поэтому свивочные напряжения оказываются незначительными.

Канаты имеют правое и левое направление свивки. При правом направлении (рис. X.3, *а* и *в*) свивки пряди располагаются слева вверх направо, а при левом — справа вверх налево (рис. X.3, *б* и *г*). Направление свивки выбирается в зависимости от положения каната относительно барабана и направления укладки его витков на барабане. Наматывание на барабан лебедки сопровождается подкручиванием каната в результате его смещения относительно ранее навитого на барабан витка. Поэтому направление свивки следует выбирать так, чтобы при намотке на барабан канат подкручивался в направлении своей свивки. В этом случае дополнительная подкрутка способствует упорядоченной и плотной укладке каната на барабан. Правила выбора направления свивки каната указаны в табл. X.2.

При многослойной намотке направление свивки выбирается из условия упорядоченной и плотной укладки первого слоя, способствующего нормальной намотке последующих слоев. С учетом свободной подвески талевого блока и принятой схемы навивки

Таблица X.2

Направление укладки витков каната на барабане	Положение каната относительно барабана	Рекомендуемое направление свивки каната
Справа налево	Под барабаном	Правое
Слева направо	Над барабаном	»
Слева направо	Под барабаном	Левое
Справа налево	Над барабаном	»

каната на барабан лебедки талевые канаты изготавливаются правой крестовой свивки.

Спротивляемость каната упругой деформации при растяжении характеризуется модулем упругости, величина которого зависит от конструктивных и технологических параметров каната.

$$E_k = aE,$$

где E_k — модуль упругости каната; E — модуль упругости проволоки; $a = 0,33 \div 0,35$ по данным многих авторов для стальных канатов двойной свивки.

С увеличением числа повторных свивок проволок в канате и углов свивки модуль упругости каната снижается. При растяжении происходит конструктивное удлинение каната, в результате которого его диаметр уменьшается до номинального. В зависимости от используемого сердечника, диаметра и числа проволок конструктивное удлинение каната изменяется в пределах 0,2—6 % от рабочей длины каната.

Длина талевого каната устанавливается заказчиком. Различают канаты нормальной длины — для работы с перепусками — и укороченные. Рекомендуемые длины талевых канатов по ГОСТ 16 853—71 приведены ниже.

Диаметр каната, мм	25	28	32	35	38
Длина каната, м, не менее:					
нормального	1000	1200	1500	2000	2000
укороченного	450	570	750	1000	1200

Отклонения от заказанной длины каната допускаются в пределах ± 1 %.

Примеры условного обозначения талевого каната: канат исполнения 1 диаметром 32 мм из проволоки с пределом прочности 1600 МПа правой крестовой свивки марки В: канат 1-32-1600-В — ГОСТ 16 853—71.

То же, левой крестовой свивки: канат 1-32-1600-Л-В — ГОСТ 16 853—71.

§ 2. РАСЧЕТ ТАЛЕВЫХ КАНАТОВ

Прочность и долговечность талевых канатов зависят от действующих эксплуатационных нагрузок, кратности оснастки, размеров огибаемых шкивов и барабана, диаметра и конструкции каната.

Известные методы расчета не позволяют с достаточной для практики точностью определить влияние указанных и других факторов (нестационарный режим нагружения, износ вследствие трения на шкивах и барабане, а также между проволоками и прядями каната) на напряженное состояние, прочность и долговечность талевых канатов. Поэтому их рассчитывают по максимальной статической нагрузке

$$P_a > S_x [k],$$

где P_a — агрегатное разрывное усилие каната (выбирается по ГОСТ 16853—71 и зависит от диаметра и предела прочности проволок каната); S_x — натяжение ходовой струны каната при подъеме наиболее тяжелой бурильной колонны с учетом веса подвижной части и к. п. д. талевого механизма; $[k]$ — допускаемый запас прочности.

При этом условии, согласно правилам безопасности в нефтегазодобывающей промышленности, допускаемый запас прочности талевых канатов принимается $[k] \geq 3$.

На рис. X.4 приведена номограмма для расчета запаса прочности талевых канатов в зависимости от нагрузки на крюке, диа-

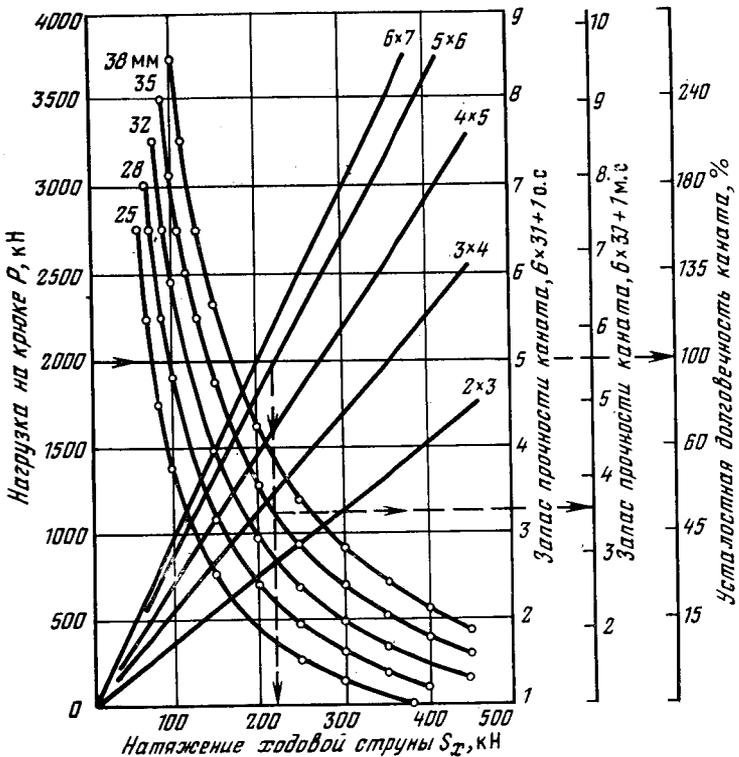


Рис. X.4. Номограмма для расчета запаса прочности талевых канатов

метра каната и кратности оснастки. На крайней правой шкале показана ожидаемая относительная долговечность каната в зависимости от запаса прочности, установленная по данным натуральных испытаний каната на усталость. За 100% долговечности условно принято число циклов до разрушения каната от усталости при пятикратном запасе прочности.

Пример. Дано: $P=2000$ кН; оснастка талевой системы 5×6 ; диаметр каната 35 мм.

Ответ: $k=3,2$ для каната $6 \times 31+1$ о. с.; $k=3,6$ для каната $6 \times 31+1$ м. с.; $S_x=220$ кН.

На рис. X.5 приведена развернутая схема талевой системы буровых установок. При неподвижном талевом блоке струны каната под действием подвешенного груза растягиваются с одинаковым усилием:

$$S = P/i_{т.с} = P/2n, \quad (X.1)$$

где P — вес талевого блока и подвешенного груза; $i_{т.с}$ — кратность оснастки; n — число шкивов талевого блока.

При подъеме и опускании талевого блока усилия в струнах каната изменяются из-за сопротивлений, учитываемых коэффициентом полезного действия шкива. На к. п. д. шкивов наиболее значительно влияет трение в опорах и между канавкой шкива и канатом. Независимо от диаметра к. п. д. шкива на подшипниках скольжения $\eta=0,95 \div 0,96$, а на подшипниках качения $\eta=0,97 \div 0,98$.

В расчетах талевых канатов удобнее пользоваться коэффициентом сопротивления шкива $\beta=1/\eta$. Тогда натяжения сбегающей $S_{сб}$ и набегающей $S_{нб}$ струн

$$S_{сб} = S_{нб}\beta. \quad (X.2)$$

На рис. X.5 натяжение первой рабочей струны каната, следующей за неподвижной струной S_n , обозначим S_1 , а натяжения последующих струн S_2, S_3 и т. д. При кратности оснастки талевой системы $i_{т.с}=2n$ натяжение последней рабочей струны обозначим S_{2n} .

Согласно формуле (X.2), натяжения отдельных струн талевого каната при подъеме составят

$$S_2 = S_1\beta; \quad S_3 = S_2\beta = S_1\beta^2; \quad S_{2n} = S_{2n-1}\beta = S_1\beta^{2n-1}. \quad (X.3)$$

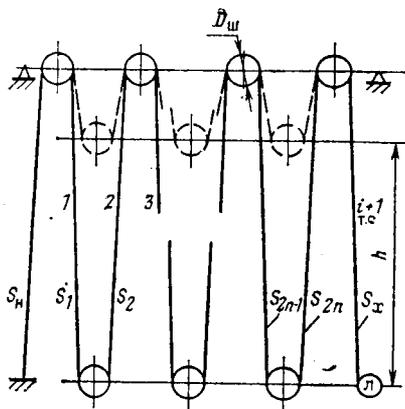


Рис. X.5. Развернутая схема талевой системы

Сумму сил, действующих в рабочих струнах каната, примем равной суммарному весу P подвижной части талевого механизма и подвешенной колонны труб:

$$S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_{2n} = P,$$

или, пользуясь формулой (X.3),

$$S_1 (1 + \beta + \beta^2 + \dots + \beta^{2n-1}) = P.$$

Выражение в скобках представляет геометрическую прогрессию. После определения суммы геометрической прогрессии получим

$$S_1 \frac{\beta^{2n} - 1}{\beta - 1} = P,$$

откуда натяжение в первой рабочей струне

$$S_1 = P \frac{\beta - 1}{\beta^{2n} - 1}. \quad (X.4)$$

Натяжение ходовой струны

$$S_x = S_{2n} \beta = S_1 \beta^{2n}$$

или

$$S_x = P \frac{\beta^{2n} (\beta - 1)}{\beta^{2n} - 1}. \quad (X.5)$$

Натяжение неподвижной струны

$$S_n = \frac{S_1}{\beta} = P \frac{\beta - 1}{\beta (\beta^{2n} - 1)}. \quad (X.6)$$

При спуске груза максимальное натяжение будет в неподвижной струне:

$$S_{n, \text{сп}} = P \frac{\beta^{2n} (\beta - 1)}{\beta^{2n} - 1},$$

а минимальное — в ходовой струне

$$S_{x, \text{сп}} = P \frac{\beta - 1}{\beta (\beta^{2n} - 1)}.$$

Коэффициент полезного действия $\eta_{т.с}$ талевого системы определяется отношением полезной работы $A_{п} = Ph$ к затраченной работе $A_{з} = S_x h i_{т.с}$. Подставляя значение из формулы (X.5) и, учитывая, что $i_{т.с} = 2n$, получим

$$\eta_{т.с} = \frac{Ph}{S_x i_{т.с} h} = \frac{\beta^{2n} - 1}{2\beta^{2n} (\beta - 1) n}, \quad (X.7)$$

где h — высота подъема груза P .

Таблица X.3 К. п. д. талевой системы и коэффициенты натяжения струн

Номер струны <i>i</i>	Оснастка							
	3×4		4×5		5×6		6×7	
	К. п. д.							
	0,90		0,87		0,85		0,82	
	Коэффициент натяжения a_i							
	Подъем	Спуск	Подъем	Спуск	Подъем	Спуск	Подъем	Спуск
1	0,150	0,185	0,109	0,143	0,084	0,118	0,068	0,101
2	0,154	0,180	0,112	0,139	0,087	0,114	0,070	0,098
3	0,159	0,174	0,115	0,135	0,089	0,111	0,072	0,095
4	0,164	0,169	0,119	0,130	0,092	0,107	0,074	0,092
5	0,174	0,159	0,127	0,123	0,098	0,101	0,079	0,087
6	0,180	0,154	0,130	0,119	0,101	0,098	0,082	0,084
7	0,185	0,150	0,135	0,115	0,104	0,095	0,084	0,082
8	—	—	0,139	0,112	0,107	0,092	0,087	0,079
9	—	—	0,143	0,109	0,111	0,089	0,089	0,077
10	—	—	—	—	0,114	0,087	0,092	0,074
11	—	—	—	—	0,118	0,084	0,095	0,072
12	—	—	—	—	—	—	0,098	0,070
13	—	—	—	—	—	—	0,101	0,068

К. п. д. талевой системы при подъеме и спуске принимаются одинаковыми.

Пользуясь формулами (X.5) и (X.7), натяжение ходовой струны при подъеме можно определить в зависимости от $\eta_{т.с}$:

$$S_x = \frac{P}{i_{т.с} \eta_{т.с}} = \frac{P}{2n \eta_{т.с}} \quad (X.8)$$

Натяжения в отдельных струнах каната для заданной кратности оснастки удобно определять из выражения, полученного на основе формул (X.3) и (X.4):

$$S_i = P \frac{\beta - 1}{\beta^{2n} - 1} \beta^{i-1} = P a_i \quad (X.9)$$

где i — порядковый номер рабочей струны каната со стороны неподвижной струны (рис. X.5); a_i — коэффициент натяжения.

$$a_i = \frac{\beta - 1}{\beta^{2n} - 1} \beta^{i-1}.$$

В табл. X.3 приведены значения к. п. д. талевой системы и коэффициентов натяжения струн для различных кратностей оснастки, рассчитанные по формуле (X.9). Коэффициент сопротивления шкива принят равным 1,03.

Длина каната, необходимая для оснастки талевого механизма буровых установок:

$$l_k = H(i_{т.с} + 2) + c(i_{т.с} + 1) + c_0, \quad (X.10)$$

где H — высота буровой вышки, м; $i_{т.с}$ — кратность оснастки; $c = \pi D_{ш}/2$ — длина каната, огибающего шкив диаметром $D_{ш}$, м; $i_{т.с} + 1$ — число шкивов талевого блока и кронблока; $c_0 = 50 \div 100$ — длина витков каната, остающихся на барабане при опущенном до пола буровой талевом блоке, м.

Длина каната, наматываемого на барабан лебедки, зависит от кратности оснастки и высоты подъема талевого блока:

$$l'_k = hi_{т.с}.$$

На шкивах талевого блока и кронблока канат изгибается при набегании и выпрямляется при сбегае, совершая при этом по одному перегибу на каждом из огибаемых шкивов. На барабане лебедки канат изгибается при наматывании и выпрямляется при разматывании, совершая при этом один перегиб. Число перегибов каната на шкивах равно числу струн, на которые смещается рассматриваемое сечение при подъеме талевого блока:

$$u_{ш} = i_k - i_n, \quad (X.11)$$

где $u_{ш}$ — число перегибов каната на шкивах талевого и кронблока; i_k — номер рабочей струны, на которой располагается заданное сечение после перемещения талевого блока на высоту h ; i_n — номер рабочей струны, на которой располагается заданное сечение каната при начальном положении талевого блока.

Номера струн каната, в которых располагается рассматриваемое сечение каната, определяются из условия его одинаковой удаленности от неподвижной струны до и после перемещения талевого блока. Если не учитывать длину каната, огибающего шкивы, то, согласно рис. X.5, имеем

$$H(i_n + 1) = H + (H - h)i_k,$$

откуда

$$i_k = \frac{H(i_n + 1) - H}{H - h} = \frac{i_n}{1 - h/H}. \quad (X.12)$$

Полученная формула показывает, что число струн, на которое смещается сечение каната, расположенное на участке струны i_n , зависит от отношения высоты подъема к высоте вышки. Очевидно, что конечный номер рабочей струны ограничивается кратностью оснастки $i_k \leq i_{т.с} + 1$.

Если в результате расчета по формуле (X.12) оказывается, что $i_k > i_{т.с} + 1$, то это означает, что рассматриваемое сечение каната, пройдя участок $(i_{т.с} + 1)$ -й струны, наматывается на барабан лебедки и к числу его перегибов на шкивах $u = (i_{т.с} + 1) - i_n$ добавляется половина перегиба на барабане. Число перегибов при этом составит: $u = u_{ш} + 0,5$.

Важно отметить, что число перегибов по длине наматываемого на барабан каната распределяется неравномерно. Наименьшее число перегибов имеют участки, граничащие с неподвижной и ходовой струнами и расположенные на последних витках каната при опущенном талевом блоке.

Технический ресурс и наработка талевого каната измеряются в тонно-километрах. В процессе спуска каждой свечи совершается работа, затрачиваемая на спуск бурильной колонны и подвижной части талевого механизма, а также на подъем незагруженного талевого механизма на длину свечи. При спуске колонны бурильных труб, состоящей из n свечей, работа каната на каждую спускаемую свечу составит:

$$1\text{-я свеча} — ql + 2G_{\tau}l = ql^2 + 2G_{\tau}l;$$

$$2\text{-я свеча} — 2ql + 2G_{\tau}l = 2ql^2 + 2G_{\tau}l;$$

$$n\text{-я свеча} — nql + 2G_{\tau}l = nql^2 + 2G_{\tau}l.$$

Суммарная работа, выполняемая при спуске n свечей:

$$\begin{aligned} A_{\text{сп}} &= ql^2 + 2G_{\tau}l + 2ql^2 + 2G_{\tau}l + \dots + nql^2 + 2G_{\tau}l = \\ &= ql^2(1 + 2 + \dots + n) + 2G_{\tau}ln = ql^2 \frac{(n+1)n}{2} + 2G_{\tau}ln. \end{aligned}$$

Принимая $ln = L$ и $ql = q_{\text{св}}$, получаем

$$A_{\text{сп}} = \frac{qL^2}{2} + \left(2G_{\tau} + \frac{q_{\text{св}}}{2}\right)L. \quad (\text{X.13})$$

Здесь q — приведенный вес 1 м бурильной трубы; G_{τ} — вес подвижной части талевой системы; l — длина свечи; n — число спускаемых свечей; $q_{\text{св}}$ — вес одной свечи; L — длина бурильной колонны.

Работа $A_{\text{п}}$, затрачиваемая на подъеме n свечей, определяется аналогичным путем: $A_{\text{п}} = A_{\text{сп}}$. Общая работа A , затрачиваемая на спуско-подъемные операции за период бурения скважины, равна сумме работ, выполненных за отдельные рейсы:

$$A = \sum_{z=1}^{z=b} (A_{z \text{ сп}} + A_{z \text{ п}}) = \sum_{z=1}^{z=b} 2A_{z \text{ сп}},$$

где b — число рейсов за период бурения скважины.

Приближенно работа каната за один рейс

$$A_L = A_{\text{п}} + A_{\text{сп}} \approx qL^2 = P_{\text{бк}}L,$$

где A_L — работа, затрачиваемая на спуск и подъем бурильной колонны длиной L ; $P_{\text{бк}} = qL$ — вес бурильной колонны.

Т а б л и ц а X.4 Технический ресурс талевых канатов

Диаметр каната, мм	Длина каната, м	Исполнение каната	Район бурения	Технический ресурс, т·км	
				каната	1 м
28	1 200	6 × 31 + 1 о. с.	Волгоград	40 300	33,6
32	1 500	6 × 31 + 1 о. с.	»	49 000	40,5
35	1 200	6 × 31 + 1 м. с.	Краснодар	44 260	38,0
35	1 500	6 × 31 + 1 м. с.	»	57 000	27,0
				32 800	27,1
				41 120	27,1
				47 900	31,6

Спуско-подъемные операции с бурильными трубами составляют основную долю выполняемой талевым канатом работы. На наращивание и удержание бурильной колонны в процессе бурения скважины, а также спуск обсадных колонн приходится не более 1—2 % всей работы каната. Для учета работы талевого каната разработаны специальные счетчики, опытные образцы которых прошли успешные испытания и рекомендованы к внедрению.

Показатель долговечности талевых канатов — средний технический ресурс, выраженный в тонна-километрах (т·км). Опыт показывает, что технический ресурс талевых канатов зависит от качества их изготовления и условий эксплуатации. Средние значения, полученные по данным промысловых наблюдений, приведены в табл. X.4 (ГОСТ 16 853—71).

§ 3. ПУТИ СНИЖЕНИЯ РАСХОДА ТАЛЕВЫХ КАНАТОВ

По правилам безопасности [28] канат должен быть заменен новым, если при его осмотре обнаружится один из следующих дефектов:

оборвана одна прядь каната;

на шаге свивки каната диаметром до 20 мм число оборванных проволок составляет более 5 %, а каната диаметром больше 20 мм — более 10 %, от числа всех проволок в канате;

одна из прядей вдавлена вследствие разрыва сердечника каната;

канат вытянут или сплюснут и его наименьший диаметр составляет 75 % и менее от первоначального;

на канате имеется скрутка («жучок»);

при износе (или коррозии), достигшем 40 % и более первоначального диаметра проволок.

Как указывалось, долговечность талевых канатов ограничивается их усталостной прочностью. В связи с неравномерным распределением числа перегибов по длине каната первоначальные усталостные повреждения проволок каната зарождаются на тех

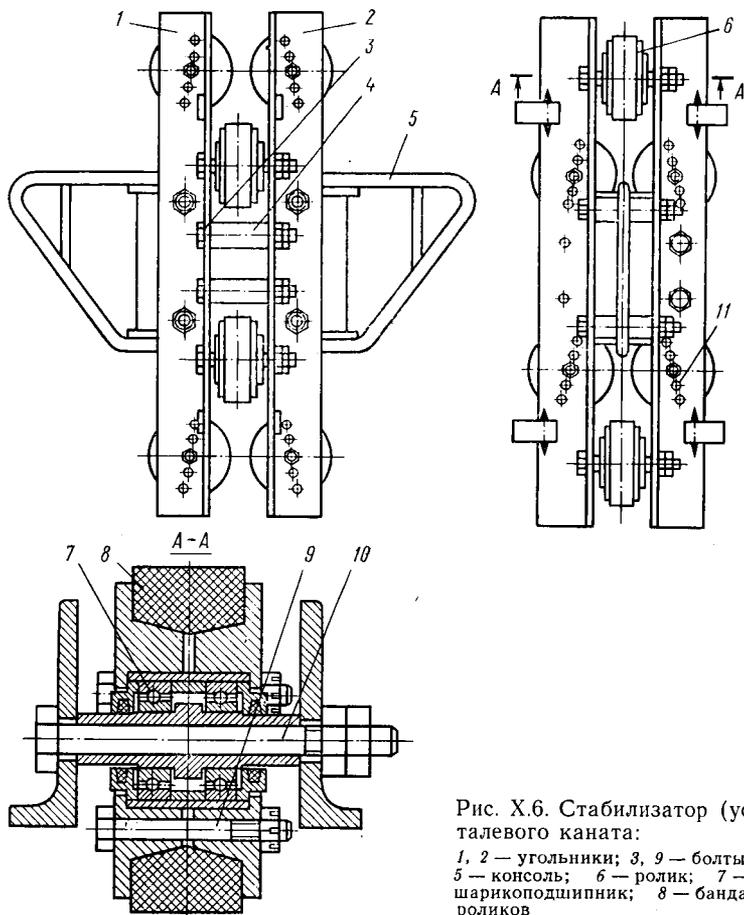


Рис. X.6. Стабилизатор (успокоитель) талевого каната:

1, 2 — угольники; 3, 9 — болты; 4 — втулка; 5 — консоль; 6 — ролик; 7 — радиальный шарикоподшипник; 8 — бандаж; 10 — ось роликов

его участках, которые при спуско-подъемных операциях подвергаются наибольшему числу перегибов. Локальное накопление усталостных поломок приводит к недоиспользованию значительной длины талевого каната и неоправданно большому его расходу. Более равномерное распределение усталостных повреждений обеспечивается при своевременном смещении опасных участков каната из зоны наибольших перегибов. Для этого используются талевым канатом нормальной длины, периодически перепускаемым в процессе эксплуатации. Практически перепуск осуществляется при появлении трех-четырех оборванных проволок на шаге свивки каната.

Для предотвращения преждевременных повреждений необходимо обеспечить правильную намотку каната на барабан лебедки. Одно из эффективных средств улучшения навивки — устранение колебаний ходовой ветви каната с помощью стабилизатора (рис. X.6) талевого каната. Стабилизатор 8 (рис. X.7) надевается

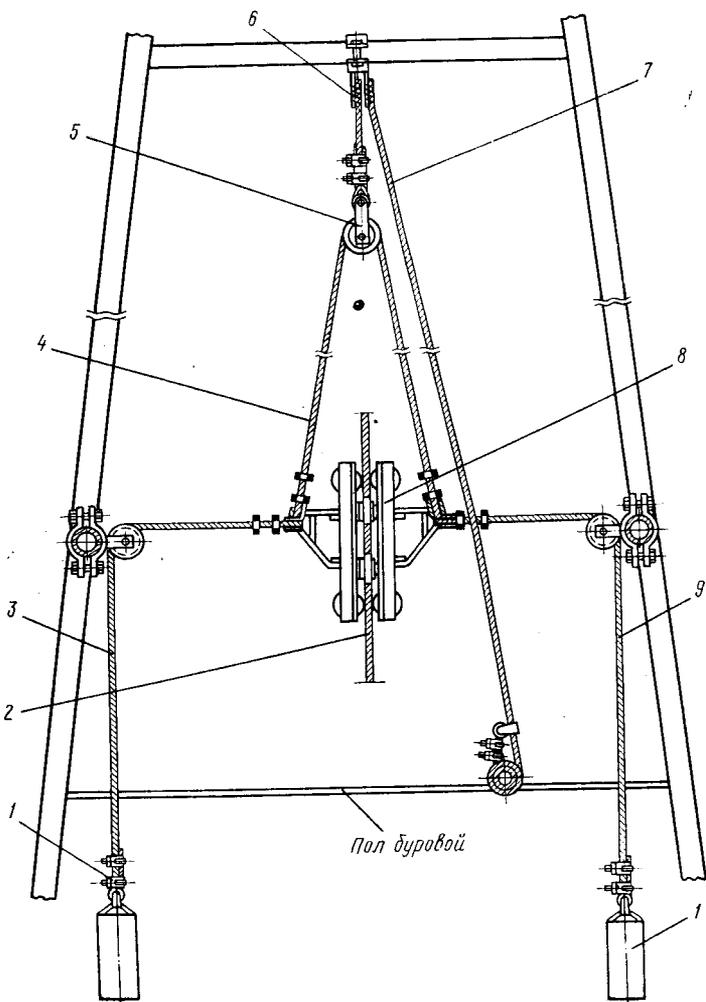


Рис. X.7. Схема монтажа стабилизатора талевого каната

на ходовую струну 2 каната и поддерживается на высоте 12—15 м тросами 4 и 7, перекинутыми через ролики 5 и 6. К концам тросов 3 и 9 подвешиваются противовесы 1, благодаря инерции которых поглощаются колебания ходовой струны и в результате этого обеспечивается упорядоченная навивка каната на барабан. В легких буровых установках используются специальные стабилизаторы, монтируемые на раме лебедки.

§ 1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ

С помощью буровых лебедок и талевого механизма спускают, поднимают и удерживают на весу бурильную колонну, обсадные трубы и другой инструмент при бурении и креплении скважин. При подъеме вращательное движение, сообщаемое лебедке от привода, посредством талевого каната преобразуется в поступательное движение талевого блока. При спуске тормозные устройства буровой лебедки ограничивают скорость талевого блока, опускающегося под действием собственного веса и веса подвешенного к нему инструмента. Буровые лебедки используются также для передачи вращения ротору, свинчивания и развинчивания бурильных и обсадных труб, для подъема и подтаскивания различных грузов при бурении скважины, монтаже и ремонте установки.

Буровые лебедки относятся к главным агрегатам бурового комплекса, определяющим эффективность бурения. Следует учитывать, что они используются как при спуско-подъемных операциях, так и при разбуривании забоя скважины.

К основным технологическим функциям лебедки относятся:

поддержание заданной нагрузки на долото и подача бурильной колонны при разбуривании забоя скважины;

наращивание колонны по мере углубления скважины;

подъем на поверхность и спуск в скважину бурильной колонны для смены долот, забойных двигателей и извлечения керна;

спуск колонны обсадных труб при креплении скважины;

спуск и подъем на трубах контрольно-измерительных приборов и ловильного инструмента при испытаниях и освоении скважин, ликвидации прихватов и других аварий в скважине.

Буровые лебедки в отличие от лебедок, используемых в грузоподъемных машинах, работают в условиях, характеризующихся ступенчатым изменением действующих нагрузок. Систематические нагрузки возрастают с углублением забоя скважины, а в процессе спуско-подъемных операций изменяются в десятки и сотни раз в зависимости от числа свечей в бурильной колонне.

Лебедки должны отвечать требованиям технологии бурения и удовлетворять условиям их эксплуатации. Мощность и тяговое усилие их должны быть достаточными для выполнения наиболее тяжелых технологических операций. Скорости подъема и спуска должны обеспечить безаварийность, экономичность и высокую производительность при спуско-подъемных операциях. Для транспортировки в собранном виде габариты и масса лебедок должны соответствовать нормам, установленным правилами перевозок железнодорожным транспортом. Необходимо учитывать, что габариты лебедки ограничиваются площадью буровой и проходами, необходимыми для безопасного обслуживания лебедки и других

механизмов. Следует особо выделить требования к их надежности, долговечности и ремонтпригодности.

Система управления лебедкой должна исключить возможность одновременного включения более одной передачи и самопроизвольное отключение или переключение передачи. Наряду с этим система управления должна обеспечивать автоматическое отключение привода и одновременное включение тормоза при срабатывании предохранительных устройств (ограничителя нагрузки талевого механизма и вышки, ограничителя подъема крюка и др.). При отключении привода и торможении не допускаются разгрузка и разматывание ходовой струны талевого каната.

Буровые лебедки различаются по мощности и другим техническим параметрам, а также по кинематическим и конструктивным признакам.

Мощность буровых лебедок, регламентируемая ГОСТ 16 293—82, находится в пределах 200—2950 кВт в зависимости от глубин бурения.

По числу скоростей подъема различают двух-, трех- четырех- и шестискоростные буровые лебедки. За рубежом применяются восьми- и десятискоростные буровые лебедки. Скорости подъема изменяются путем переключения передач между валами лебедки либо посредством отдельной коробки перемены передач.

В зависимости от используемого привода различают буровые лебедки со ступенчатым, непрерывно-ступенчатым и бесступенчатым изменением скоростей подъема. Ступенчатое изменение скоростей подъема имеется в буровых лебедках с механическими передачами от тепловых двигателей и электрических двигателей переменного тока. При гидромеханических передачах лебедки с теми же двигателями имеют непрерывно-ступенчатое изменение скорости подъема. В случае использования привода от электродвигателей постоянного тока скорости подъема лебедки изменяются бесступенчато по кривой постоянства мощности двигателя.

По схеме включения быстросходной передачи различают буровые лебедки с независимой и зависимой «быстрой» скоростью. Как известно, при спуске бурильных и обсадных труб в соответствии с последовательностью выполняемых операций используются две скорости: тихая — для приподъема колонны труб с целью освобождения клиньев или элеватора и быстрая — для последующего подъема незагруженного элеватора за очередной свечой. Для ускорения спуска переключение указанных скоростей не должно задалживать много времени и поэтому осуществляется фрикционными муфтами с поста бурильщика. Буровые лебедки с независимой схемой скоростей позволяют поднимать незагруженный элеватор на быстрой скорости независимо от тихой скорости, используемой для приподъема. При зависимой схеме незагруженный элеватор поднимают на разных скоростях, равных либо пропорциональных скорости, используемой для приподъема колонны труб.

По числу валов различают одно-, двух- и трехвальные буро-

вые лебедки. Одно- и двухвальные лебедки снабжаются отдельной коробкой перемены передач. В трехвальных лебедках скорости подъема изменяются с помощью передач, установленных между валами самой лебедки. Для вспомогательных работ двух- и трехвальные буровые лебедки снабжаются фрикционной катушкой. В случае использования одновальной лебедки для этого подключают дополнительную вспомогательную лебедку.

Буровые лебедки различаются *по числу скоростей, передаваемых ротору, и кинематической схеме передач, установленных между лебедкой и ротором.*

По способу управления подачей долота различают буровые лебедки с ручным и автоматическим управлением, осуществляемым посредством регулятора подачи долота.

Наряду с указанными особенностями различают *лебедки с капельной и струйной смазками цепных передач; воздушным и водяным охлаждением тормозных шкивов; гидродинамическим и электромагнитным вспомогательными тормозами; ручным и дистанционным управлением.*

§ 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ, УСТРОЙСТВО И ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Кинематические схемы буровых лебедок с помощью условных обозначений изображают совокупность, связи и соединения их кинематических элементов. На рис. XI.1 приведена кинематическая схема одновальной буровой лебедки III с коробкой перемены передач II, регулятором подачи долота I и трансмиссией IV ротора. Рассматриваемая схема используется в лебедке ЛБУ-1100М1 и является характерной для современных отечественных и зарубежных буровых лебедок. Подъемный вал 25 лебедки приводится цепными передачами 3 и 26 от приводного вала 4 и промежуточного вала 24 коробки перемены передач II, трансмиссионный вал 21 которой соединяется с приводом муфтой 22 и передает три прямые скорости (цепные передачи 12, 16, 17) и одну обратную (зубчатая передача 20, 23).

Цепная передача 3 (81/21) включается шинно-пневматическими муфтами 2 и 9 под давлением воздуха, поступающего через вертлюжки на торцах соединяемых валов. Посредством этой передачи подъемному валу лебедки сообщаются I, II, III «тихие» скорости в зависимости от частоты вращения вала 24 коробки перемены передачи, переключаемой кулачковыми муфтами 18, 19, 13, 14 и 15. Цепная передача 26 (40/39) включается шинно-пневматической муфтой 27 через вертлюжок на правом торце подъемного вала. При этом скорости вращения IV, V, VI («быстрые») вала 24 передаются подъемному валу.

Лебедка имеет две обратные скорости, передаваемые подъемному валу цепными передачами 3 и 26 зубчатым зацеплением 20, 23 коробки перемены передач. Торможение лебедки осуществляется электромагнитным тормозом 29, соединяющимся с подъемным

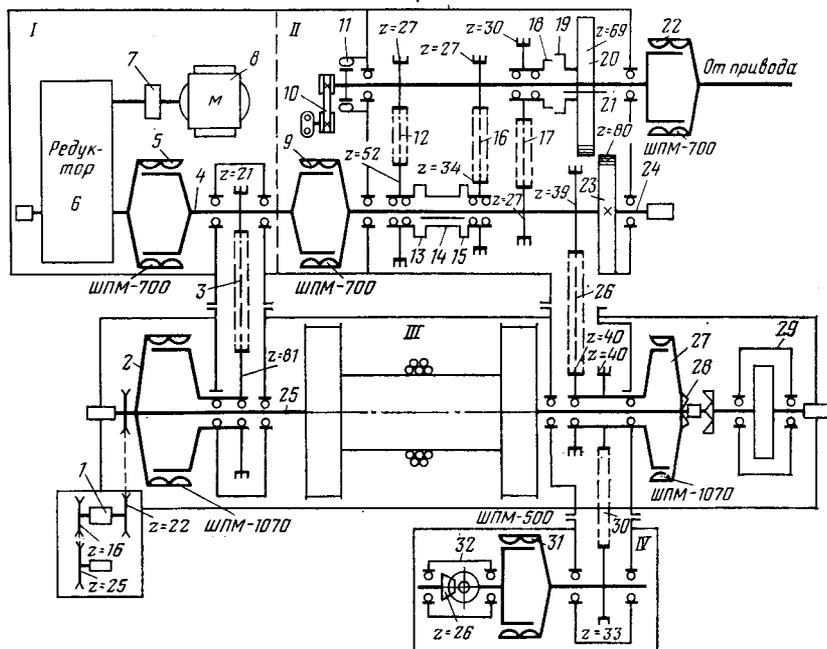


Рис. XI.1. Кинематическая схема одновальной буровой лебедки ЛБУ-1100М1

валом кулачковой муфтой 28. Ротор 32 приводится от подъемного вала лебедки цепной передачей 30, включаемой шинно-пневматической муфтой 31. Частота вращения подъемного вала контролируется тахогенератором 1.

В рассматриваемой лебедке подача долота осуществляется автоматически посредством регулятора подачи долота I, присоединяемого в процессе бурения скважины к подъемному валу лебедки шинно-пневматической муфтой 5 и цепной передачей 3. Регулятор подачи долота, состоящий из электродвигателя 8, муфты 7 и редуктора 6, используется также для подъема колонны труб в случае отказа основного привода. Клиноремennая передача 10 служит для вращения масляного насоса. Пневматический тормоз 11 фиксирует положение вала, необходимое для включения кулачковых муфт и зубчатой передачи.

Кинематическая схема двухвальной буровой лебедки показана на рис. XI.2. Эта схема используется в лебедках, приводимых от коробки перемены передач, передающей вращение трансмиссионному валу 5 посредством одной цепной передачи 4 вместо двух передач, принятых в ранее рассмотренной схеме одновальной лебедки. От трансмиссионного вала цепными передачами 3 «тихой» скорости (69/29) и 8 «быстрой» скорости (36/37), которые включаются шинно-пневматическими муфтами 2 и 7, вращение передается подъемному валу 13 лебедки.

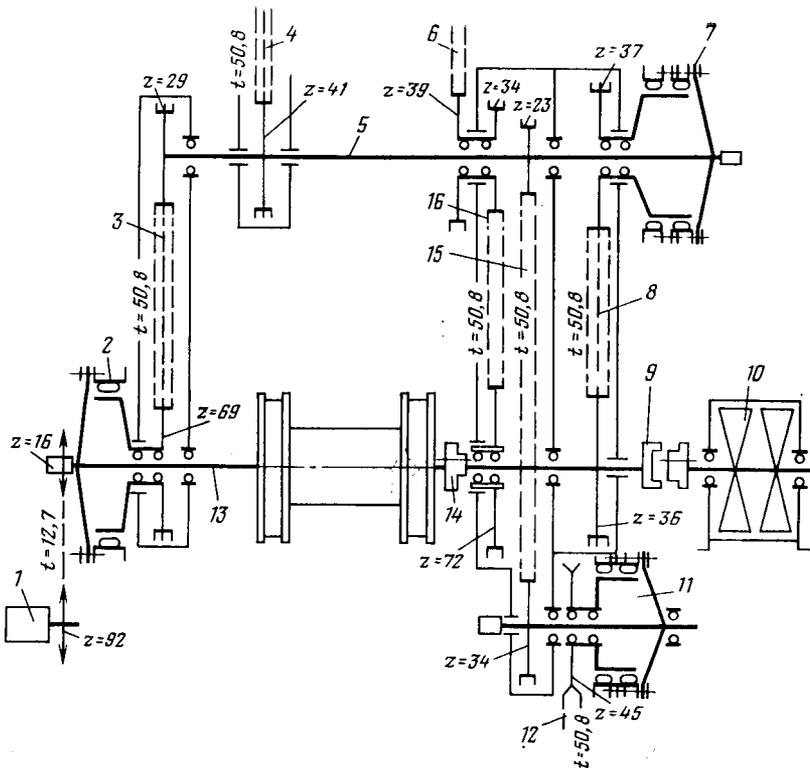


Рис. XI.2. Кинематическая схема двухвальной буровой лебедки

Число скоростей трансмиссионного вала 5 равно числу скоростей коробки перемены передач. На подъемном валу число скоростей удваивается благодаря передачам 3 и 8. Скорость спуска ограничивается гидродинамическим тормозом 10, соединяющимся с подъемным валом кулачковой муфты 9. В отличие от схемы на рис. XI.1 ротор приводится не от подъемного, а от трансмиссионного вала. Для этого используются передачи 12 и 15, включаемые шинно-пневматической муфтой 11.

Число скоростей ротора в рассматриваемой схеме равно числу скоростей коробки перемены передач. Цепная передача 6 соединяет регулятор подачи долота с трансмиссионным валом 5, от которого вращение передается подъемному валу лебедки цепной передачей 16, включаемой кулачковой муфтой 14. Такую схему имеют шестискоростные лебедки, приводимые от дизелей и электродвигателей переменного тока через трехскоростную коробку перемены передач. Тахогенератор 1 приводится цепью с шагом 12,7 мм.

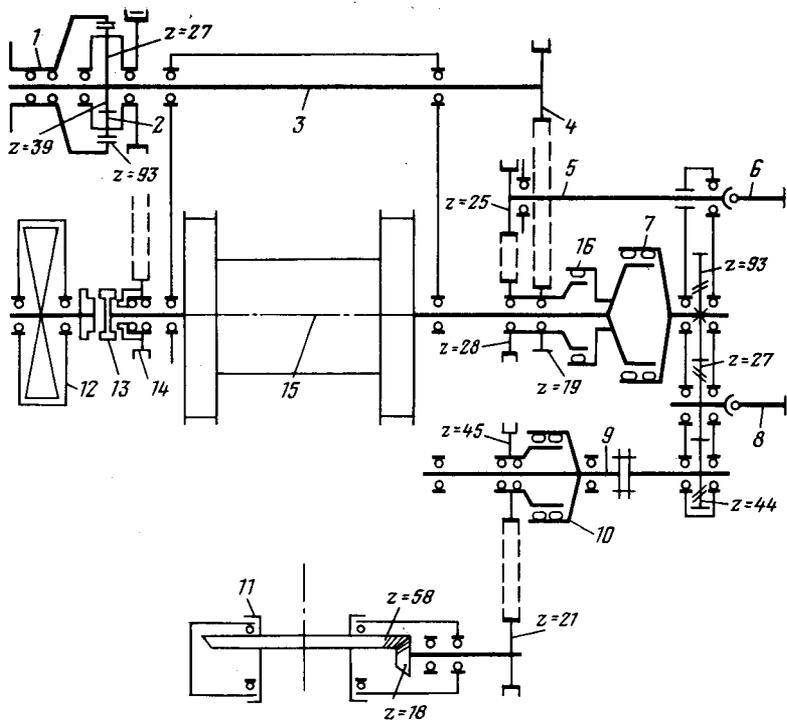


Рис. XI.3. Кинематическая схема трехвальной буровой лебедки У2-5-5

В случае привода от электродвигателей постоянного тока кинематическая схема буровой лебедки упрощается. В отличие от рассмотренной лебедка не имеет коробки перемены передач и подъемный вал посредством эластичных и шинно-пневматических муфт соединяется с двумя противоположно расположенными двигателями. Трансмиссионный вал лебедки служит для передачи вращения подъемному валу в случае выхода из строя одного из двигателей. Благодаря почти трехкратному снижению частоты вращения мощность одного двигателя оказывается достаточной для выполнения спуско-подъемных операций. В процессе бурения трансмиссионный вал используется для передачи вращения от регулятора подачи долота барабану лебедки. Торможение лебедки при спуске колонны труб осуществляется электродвигателями, переходящими на работу в режиме генераторов, и обычным ленточным тормозом.

Трехвальная лебедка (рис. XI.3) состоит из подъемного 15, трансмиссионного 5, катушечного 3 валов и дополнительного вала 9 для привода ротора. Лебедка приводится от зубчатой коробки перемены передач с выходными ведущими и ведомыми валами. Ведущий вал коробки перемены передач соединяется карданным

валом 6 с трансмиссионным валом 5 и посредством цепной передачи (28/25), включаемой шинно-пневматической муфтой 16, передает подъемному валу «быструю» скорость.

Ведомый вал коробки перемены передач имеет четыре скорости. Посредством карданного вала 8 ведомый вал коробки передач соединяется с зубчатым редуктором, у которого также два выходных вала. Один из них соединяется с подъемным валом лебедки шинно-пневматической муфтой 7, а второй — с валом 9 привода ротора 11. Таким образом, лебедка имеет пять скоростей, из которых четыре «тихие» и одна независимая «быстрая», а ротор — четыре частоты вращения.

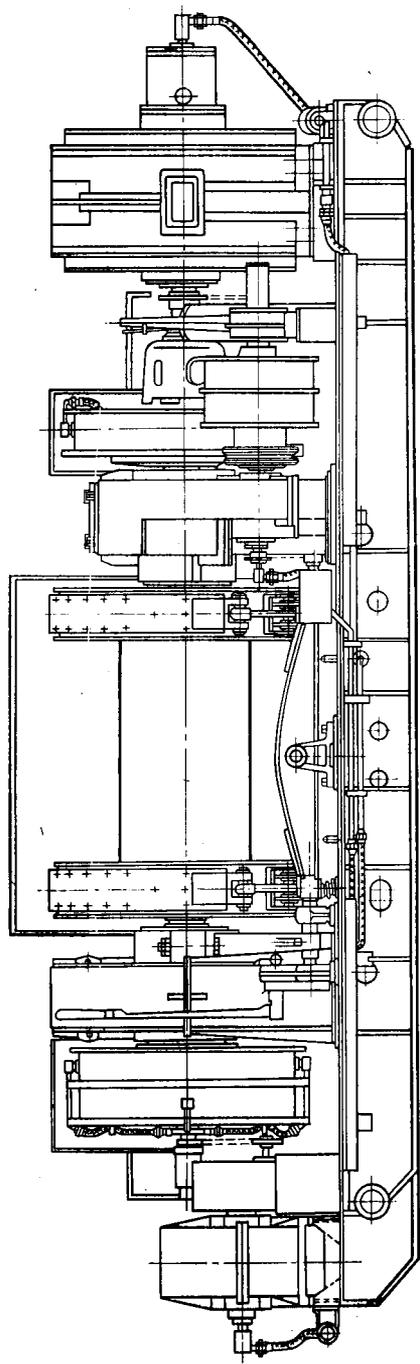
Катушечный вал 3 приводится цепной передачей 4, ведущее колесо $Z=19$ которой на подъемном валу 15 сблокировано со свободно посаженным цепным колесом $Z=28$ «быстрой» скорости. Таким образом, катушечный вал 3 находится в постоянном зацеплении с быстроходным валом коробки передач. На консоли катушечного вала установлена фракционная катушка 1 с планетарной зубчатой передачей 2, используемая для вспомогательных работ на буровой. Вынужденное холостое вращение катушечного вала из-за неразъемного его соединения с быстроходным валом коробки передач — один из недостатков рассматриваемой кинематической схемы лебедки.

Привод ротора осуществляется цепной передачей (21/45), включаемой шинно-пневматической муфтой 10. Гидродинамический тормоз 12 и цепное колесо 14 регулятора подачи долота присоединяются к подъемному валу лебедки двусторонней кулачковой муфтой 13.

На рис. XI.4 показана буровая лебедка ЛБУ-1100, основные конструктивные элементы которой повторяются в других моделях современных отечественных и зарубежных лебедок для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Лебедка монтируется на сварной металлической раме 4, приспособленной для ее перевозки и перемещения подъемным краном при монтажно-демонтажных работах. К раме приварены корпуса масляных ванн 3 и 10 цепных передач, соединяющих лебедку с коробкой перемены передач. В отцентрированных отверстиях корпусов масляных ванн установлен подъемный вал с барабаном 7 буровой лебедки.

В корпусе 10 размещается вторая цепная передача, используемая для привода вала 11 трансмиссии ротора. Вал трансмиссии ротора на сферических роликоподшипниках устанавливается в дополнительной расточке корпуса 10 и выносной опоре 12, закрепленной на раме лебедки. Масляные ванны, закрытые крышками и промежуточными кожухами 15 и 19, соединяются с коробкой перемены передач. Для устранения утечек масла, используемого для смазки цепных передач, в стыковых разъемах масляных ванн устанавливаются прокладки.

Промежуточные кожухи при транспортировке лебедки вводятся во внутреннюю полость масляных ванн, а наружные их



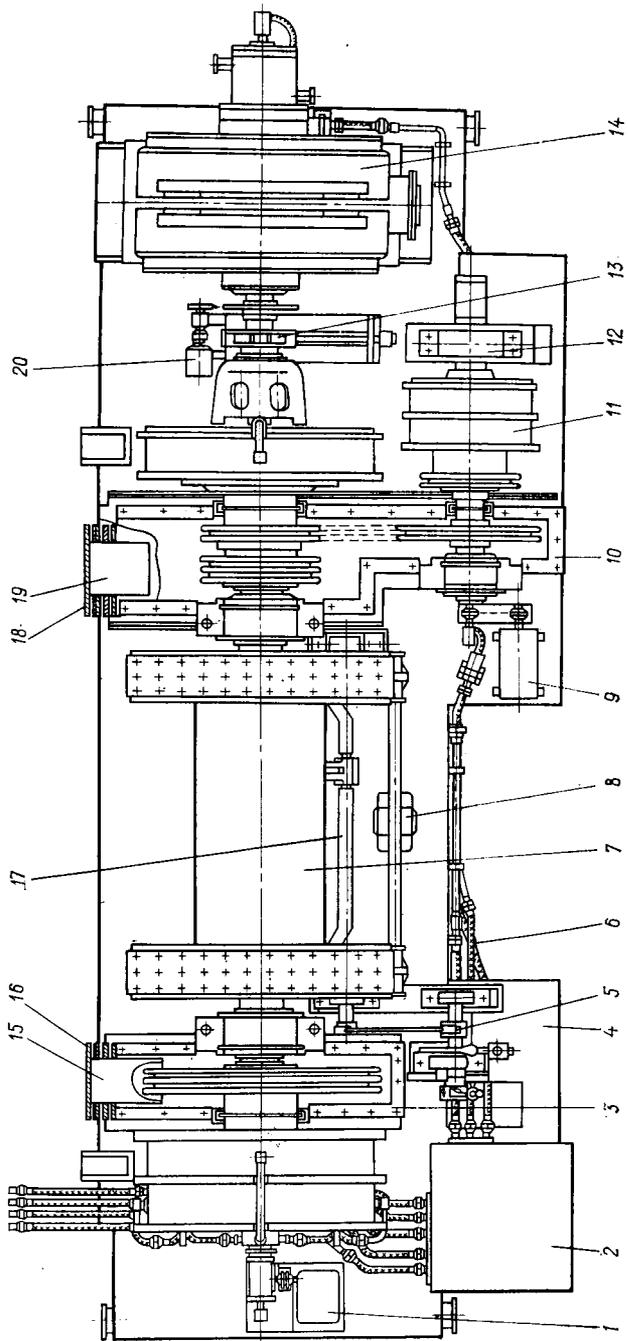


Рис. XI.4. Буровая лебедка ЛБУ-1100

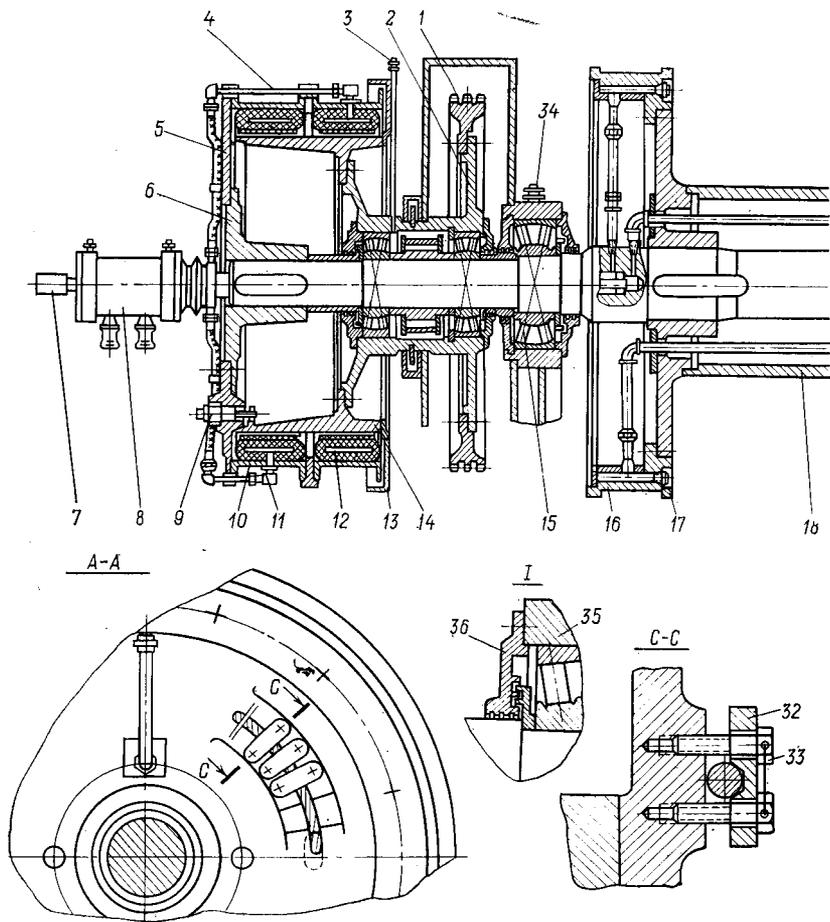
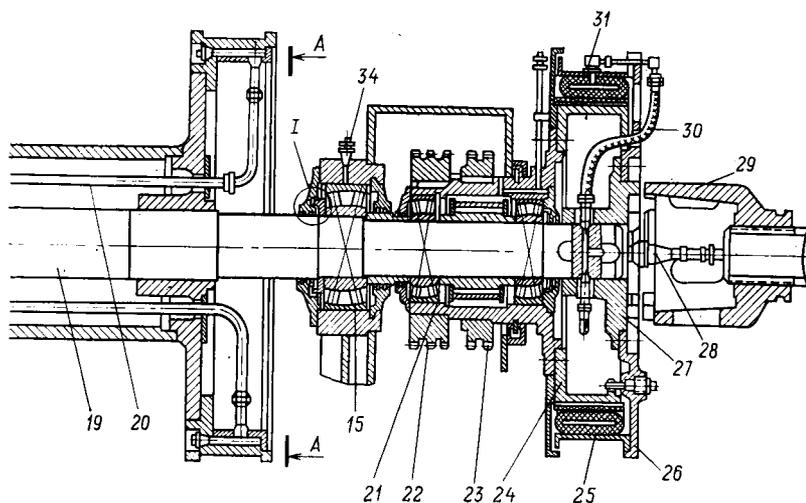


Рис. XI.5. Подъемный вал в сборе

фланцы закрываются кожухами 16 и 18. На раме со стороны пульта 2 бурильщика смонтированы стойка 8 балансира, тормозной вал 17 и вал 5 рукоятки управления ленточным тормозом. Электромагнитный тормоз 14 крепится к раме соосно с подъемным валом и соединяется с ним кулачковой муфтой 13. На раме установлены два тахогенератора 9 и 20.

Тахогенератор 9 предназначен для контроля частоты вращения стола ротора и соединяется цепной передачей с валом 11 трансмиссии ротора. Тахогенератор 20 соединяется с валом электромагнитного тормоза и предназначен для контроля скорости спуска колонн труб при автоматическом режиме работы электротормоза. На стойке 1 установлен командоаппарат комплекса АСП для блокировки перемещений механизма захвата свечи и талевого



блока. Привод командоаппарата осуществляется от цепной звездочки на подъемном валу лебедки.

К раме крепится воздухопровод *б* системы пневматического управления лебедкой. Для безопасной работы и защиты от загрязнения подвижные части лебедки закрыты металлическими кожухами с дверцами для доступа к ее отдельным деталям и узлам.

Подъемный вал (рис. XI.5) — основа буровой лебедки. Между коренными подшипниками *15* подъемного вала *19* напрессованы ступицы дисков барабана *18*. В правом более доступном для работы диске имеется внутренний прилив (сечения А—А и С—С) для крепления талевого каната планкой *32* и болтами *33*. В буровых лебедках канат крепится с внутренней либо наружной стороны диска. Узел крепления должен быть надежным и удобным в работе. Наружное расположение узла крепления более доступно и удобно для быстрого крепления и освобождения каната. Недостаток наружного крепления — повреждение витков каната в результате трения с верхней кромкой углубления для заделки каната.

Наиболее распространены простые в изготовлении барабаны с гладкой наружной поверхностью. Для улучшения намотки барабан лебедки снабжается съемными накладками, имеющими параллельные и переходные спиральные канавки для укладки витков каната (рис. XI.6). Симметричное расположение параллельных и спиральных участков канавки на длине отдельных витков способствует снижению инерционных нагрузок от дисбаланса, создаваемого в результате одностороннего увеличения радиуса навивки в местах перехода смежных слоев каната.

К дискам барабана крепятся тормозные шкивы *16* (см. рис. XI.5). В рассматриваемой конструкции тормозные шкивы снабжены

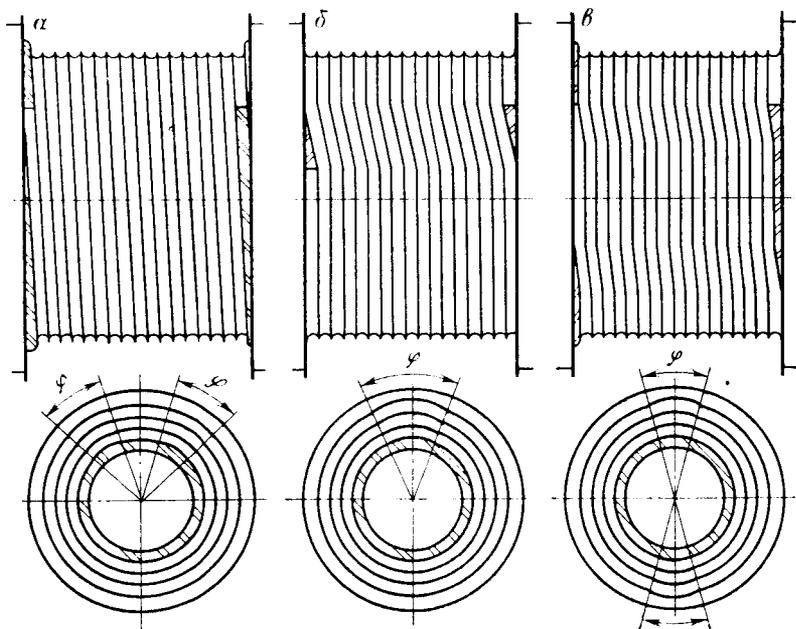


Рис. XI.6. Способы намотки каната на барабан и расположение слоев каната на нем:

a — спиральная; *б* — параллельная со смещением витков на одном месте; *в* — параллельная со смещением витков в двух местах; φ — угол смещения

кольцевой рубашкой для охлаждающей воды. Вода в тормозных шкивах циркулирует по замкнутому циклу. Для этого через устройство 8 на торце вала и трубку, установленную внутри вала, по трубам 20 вода поступает в правый, а затем в левый шкив, из которого по кольцевому пространству между отверстием вала и подводящей трубкой отводится в приемный бак для последующего использования. Пробки 17 в тормозных шкивах служат для слива воды во избежание ее замерзания при длительных остановках лебедки.

Коренные роликовые радиально-сферические подшипники 15 подъемного вала, установленные в расточках корпуса масляной ванны, смазываются густой смазкой через тавотницы 34. Внутренние обоймы роликоподшипников фиксируются на валу распорными втулками, а наружные — торцовыми крышками корпуса подшипника. Для компенсации температурных удлинений вала между корпусом 35 и наружной обоймой 36 одного из подшипников имеется необходимый зазор (узел 1 на рис. XI.5). Радиальные и торцовые лабиринтные уплотнения в крышках служат для удержания смазки в подшипниках.

Цепное колесо 1 тихоходной передачи и шкив шинно-пневматической муфты 12 имеют общую ступицу 2, посаженную на вал

на свободно вращающихся роликовых радиально-сферических подшипниках, подобных подшипнику 21. На валу внутренние обоймы подшипников фиксируются втулками. Наружная обойма правого подшипника в расточке ступицы фиксируется от осевых перемещений пружинным кольцом и крышкой. Левый подшипник в ступице устанавливается свободно. Обод 10 шинно-пневматической муфты 12 планшайбой 5 крепится к ступице 6, напрессованной на вал.

Воздух для включения шинно-пневматической муфты 12 поступает через вертлюжок 7, воздухопровод 4 и клапан-разрядник 11. При отказе муфты и в случае недостаточного давления воздуха для соединения муфты используются аварийные болты 9, которые ввертываются в приливы планшайбы и входят в пазы шкива. По правилам безопасности установка аварийных болтов 9 обязательна при использовании буровой лебедки для подъема вышки. Разъемное соединение цепного колеса 1, шкивов 14, 24 и планшайб 5, 26 со ступицами позволяет ремонтировать муфты и заменить цепное колесо без съема напрессованных на вал ступиц.

Кожух 13 предохраняет шкив 14 от попадания масла. Подшипники ступицы 2 смазываются с помощью масленки 3 с трубкой, ввернутой в ступицу. Аналогично на другом конце подъемного вала установлены шинно-пневматическая муфта 25 и цепные колеса 22 «быстрой» скорости лебедки и 23 трансмиссии ротора. Воздух к шинно-пневматической муфте 25 поступает через вал электромагнитного тормоза, вертлюжок 28, отверстие в вале 19, воздухопровод 30 и клапан-разрядник 31.

Кулачковые полумуфты 27 и 29 используются для соединения подъемного вала с валом электромагнитного тормоза. Для устранения биения при вращении крупные детали подъемного вала и вал в сборе подвергаются балансировке. Все болтовые соединения подъемного вала лебедкой законтрены.

Вал 9 привода ротора устанавливается на двух роликовых радиально-сферических подшипниках 1 (рис. XI.7). Левый подшипник устанавливается в корпусе масляной ванны. Корпус правого подшипника крепится к раме буровой лебедки. Подшипники закрыты фланцевыми крышками, снабженными лабиринтным уплотнением. Ведущее двухрядное цепное колесо 3 вращается от подъемного вала и установлено на ступице 11, закрепленной на валу шпонкой. Ведомое цепное колесо $z=27$ выполнено в виде шкива-звездочки 4, свободно вращающейся относительно вала на роликоподшипниках 10.

Планшайба 7 шинно-пневматической муфты 6 с помощью шпонки жестко закреплена на валу 9. Воздух в муфты подводится через вертлюжок 12 и отверстия в вале. В аварийных случаях для соединения муфты могут быть использованы болты 8. На вертлюжке 12 имеется цепная звездочка для привода тахогенератора, контролирующего частоту вращения стола ротора. Противоположная консоль вала 9 может быть использована для соедине-

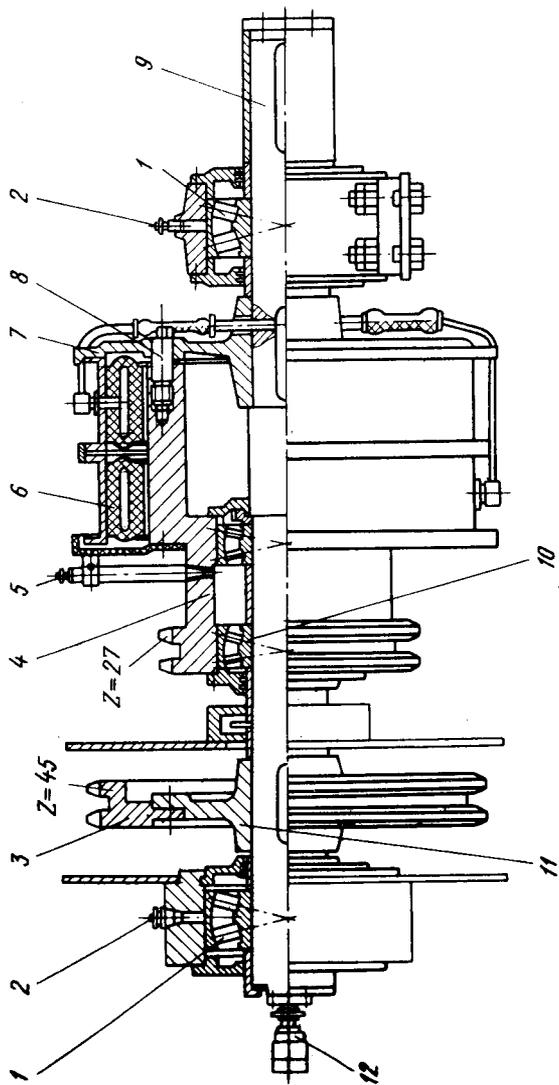


Рис. XI.7. Вал привода ротора в сборе

Таблица XI.1 Техническая характеристика буровых лебедок

Параметры	ЛБ-750	У2-2-11	У2-5-5	ЛБУ-1100М1 ЛБУ-1100М2	ЛБУ-1700Д ЛБУ-1700Э	ЛБУ-3000 У2-300
Мощность на барабанае, кВт	560	660	810	810	1250	2650
Максимальное натяжение ходовой струны каната, кН	200	210	270	250	340	420
Диаметр, мм:						
талевого каната	28	28	32	32	35	38
барабана	700	650	800	750	835	935
Длина барабана, мм	1200	840	1030	1350	1445	1540
Число валов лебедки	1	2	3	1	1	2
Число прямых скоростей:						
коробки перемены передач	4	3	4	3	3	Бесступенчатая
лебедки ротора	4	6	5	6	6	
	4	3	4	3	3	Бесступенчатая
Число обратных скоростей:						
коробки перемены передач	4	1	4	1	1	Бесступенчатая
лебедки ротора	4	2	4	2	2	
	4	1	4	1	1	Бесступенчатая
Исполнение «быстрой» скорости	Зависимое		Независимое	Зависимое	Независимое	—
Тип вспомогательного тормоза	Гидравлический			Электромagnetный	Гидравлический	Электрический
Число слоев каната на барабанае	3	4	5	3	4	4
Соединение РПД с лебедкой	—	Прямое	Прямое	Через	КПП	Прямое
Габариты, мм						
длина	9900	5970	7330	7090	8325	8740
ширина	2530	3190	3500	2610	—	3340
высота	2714	2270	2730	2430	—	2560
Масса, т	17,1	21,3	27,1	27,3	—	45,0

Примечания: 1. ЛБУ-1100М2 отличается от ЛБУ-1100М1 водяным охлаждением тормозных шкивов и не имеет вала для привода ротора. 2. ЛБУ-1700Э в отличие от ЛБУ-1700Д не имеет вала для привода ротора. 3. Обозначения У2-2-11 и У2-5-5: У — изготовитель Уралмашзавод; 2 — цифра, присвоенная лебедке в комплексе буровой установки; вторая цифра — число скоростей (для У2-2 без учета числа скоростей КПП); третья цифра — номер модификации. Обозначение ЛБУ-1100: ЛБ — лебедка буровая; У — изготовитель Уралмашзавод; 1100 — мощность на барабанае лебедки в л. с.

ния с двигателем в случае индивидуального привода ротора. Подшипники смазываются через тавотницы 2 и 5.

Техническая характеристика буровых лебедок приведена в табл. XI.1.

§ 3. РАСЧЕТ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

К основным параметрам буровых лебедок относятся мощность, скорости подъема, тяговое усилие, длина и диаметр барабана лебедки. От правильного выбора указанных параметров зависят производительность, экономичность, габариты и масса лебедки, которые существенно влияют на эффективность бурения, транспортабельность и монтажеспособность всей буровой установки.

Мощность лебедки определяется полезной мощностью на ее барабане, которая должна быть достаточной для выполнения спуско-подъемных операций и аварийных работ при бурении и креплении скважин заданной конструкции. При недостаточной мощности возрастает продолжительность спуско-подъемных операций, чрезмерная мощность недоиспользуется вследствие ограниченных скоростей подъема и приводит к неоправданным материальным и эксплуатационным расходам. В результате накопленного опыта установлено, что оптимальная мощность буровой лебедки определяется из условий подъема наиболее тяжелой буровой колонны для заданной глубины бурения с расчетной скоростью 0,4—0,5 м/с [6]:

$$N_6 = (G_{б.к} + G_T) v_p / \eta_{т.с}, \quad (XI.1)$$

где N_6 — мощность на барабане лебедки, кВт; $G_{б.к}$ — вес буровой колонны, кН; G_T — вес подвижных частей талевого механизма, кН; V_p — расчетная скорость подъема крюка, м/с; $\eta_{т.с}$ — к.п.д. талевого механизма.

Мощность лебедки уточняется после выбора двигателей и силовых передач ее привода:

$$N_6 = N_{дв} \eta_{тр},$$

где $N_{дв}$ — мощность, получаемая от вала двигателя, кВт; $\eta_{тр}$ — к.п.д. трансмиссии (от вала двигателя до барабана лебедки).

В практических расчетах удобно пользоваться удельной мощностью буровой лебедки, приходящейся на 1 кН поднимаемого груза либо на 1 м глубины бурения (табл. XI.2).

Из табл. XI.2 следует, что удельная мощность на приводном валу лебедок существенно возрастает для установок 9 и 10 классов.

Продолжительность спуско-подъемных операций в бурении и топливно-энергетические затраты, связанные с их выполнением, зависят от скоростей и числа ступеней передач лебедки. Максимальная и минимальная скорости выбираются с учетом требований, обусловленных технологией бурения, работой каната и безопасностью подъема.

Т а б л и ц а X I.2 Удельная мощность на приводном валу лебедки (с учетом потерь на трение в талевом механизме и самой лебедке)

Класс буровой установки	Нагрузка на крюке P_{\max} , кН	Глубина бурения L_k , м	Мощность на приводном валу лебедки N_6 , кВт	Удельная мощность на приводном валу лебедки, кВт	
				на 1 кН поднимаемого груза $N'_{уд}$	на 1 м глубины $N''_{уд}$
1	800	1 250	240	0,30	0,19
2	1 000	1 600	300	0,30	0,19
3	1 250	2 000	440	0,35	0,22
4	1 600	2 500	550	0,34	0,22
5	2 000	3 200	610	0,34	0,21
6	2 500	4 000	900	0,36	0,22
7	3 200	5 000	1 100	0,34	0,22
8	4 000	6 500	1 475	0,37	0,23
9	5 000	8 000	2 200	0,44	0,27
10	6 300	10 000	2 950	0,47	0,29
11	8 000	12 500	2 950	0,37	0,24

Максимальная скорость подъема ограничивается безопасностью управления процессом подъема и предельной скоростью ходовой струны, при которой обеспечивается нормальная навивка каната на барабан лебедки. Для предотвращения затаскивания талевого блока на кронблок из-за ограниченного тормозного пути скорость подъема крюка, согласно требованиям безопасности, не должна превышать 2 м/с. Нормальная навивка каната на барабан лебедки, как показывает опыт, обеспечивается при скорости ходовой струны каната не более 20 м/с. При дальнейшем увеличении скорости для нормальной навивки каната необходимо увеличить диаметр барабана, что нежелательно, так как пропорционально возрастают крутящие и изгибающие моменты в деталях и узлах лебедки.

Учитывая известную зависимость скорости ходовой струны от скорости подъема крюка

$$v_x = v_{кр} i_{т.с.},$$

согласно рассмотренным требованиям, максимальную скорость подъема выбирают из следующих условий:

для талевых механизмов с кратностью оснастки $i_{т.с.} \leq 10$ $(v_{кр})_{\max} = 2$ м/с;

для талевых механизмов с кратностью оснастки $i_{т.с.} > 10$ $(v_{кр})_{\max} = 20/i_{т.с.}$ м/с.

Минимальная скорость подъема — резервная и используется для технологических целей: при расхаживании колонн бурильных и обсадных труб; при ликвидации осложнений и аварий, связанных с затяжкой и прихватом бурильных труб; при подъеме колонны труб через закрытые превенторы; при подъеме колонны

труб в случае отказа одного из двигателей привода лебедки. Величина минимальной скорости подъема принимается в установленных практикой бурения пределах:

$$(v_{кр})_{\min} = 0,1 \div 0,2 \text{ м/с.}$$

Следует отметить, что скорость подъема, определяемая исходя из мощности привода и допускаемой нагрузки на крюке, обычно больше необходимой технологической скорости. Поэтому технологические скорости подъема используются при ограниченных тяговых усилиях. Для этого в системе управления лебедкой предусматривается предохранительное устройство, ограничивающее нагрузку на талевый механизм и вышку.

Отношение предельных скоростей определяет диапазон регулирования скоростей подъема лебедки

$$R_v = (v_{кр})_{\max} / (v_{кр})_{\min}.$$

Число ступеней передач (скоростей) зависит от типа привода буровой лебедки. При использовании электродвигателей постоянного тока имеем бесступенчатое изменение скоростей подъема в заданном диапазоне регулирования. В зависимости от нагрузки G_i по условию полного использования выходной мощности $N_{\text{дв}}$ двигателя промежуточные скорости подъема

$$v_i = N_{\text{дв}} \eta / (G_i + G_T),$$

где η — к. п. д. подъемного механизма от двигателя до крюка; G_T — вес талевого механизма.

В настоящее время в приводе буровых лебедок преимущественно используются дизели и электродвигатели переменного тока, обладающие жесткой естественной характеристикой. В этих случаях число ступеней механических передач буровой лебедки назначается из условия достаточно полного использования мощности двигателей. Степень использования мощности характеризуется отношением мощности, необходимой для подъема груза, к установленной мощности двигателей. В связи со ступенчатым изменением веса поднимаемой колонны труб степень использования мощности зависит от числа ступеней передач лебедки и с достаточной точностью определяется выражением

$$a = k / (k + 1),$$

где k — число ступеней передач буровой лебедки.

Из анализа приведенной зависимости следует, что степень использования мощности двигателей заметно возрастает при увеличении числа ступеней передач до 6. Дальнейшее увеличение числа ступеней передач существенно не влияет на степень использования мощности двигателей и вместе с этим вызывает значительные усложнения конструкции и управления передачами лебедки. Поэтому целесообразно ограничивать число ступеней передач для лебедок, используемых в бурении скважин глубиной до 3 000 м, $k=4$, а более 3 000 м $k=6$.

При дизель-гидравлическом приводе число ступеней передач

$$k = R_0/R_r,$$

где R_r — диапазон регулирования частоты вращения гидротрансформатора.

Диапазон регулирования частоты вращения гидротрансформатора ограничивается сравнительно высокими значениями к.п.д. (0,75—0,85) гидротрансформатора, при которых $R_r = 1,6 \div 2,5$. Расчеты показывают, что благодаря гидротрансформатору число ступеней передач буровой лебедки может быть уменьшено до 2—3. Однако на практике в целях унификации лебедок число ступеней передач при дизель-гидравлическом, дизель-механическом и электромеханическом приводах сохраняется одинаковым. При этом наряду с унификацией буровых лебедок достигаются другие преимущества.

При увеличении числа ступеней режим работы гидротрансформатора смещается в зону более высоких к.п.д., что способствует снижению расхода топлива. В случае отказа гидротрансформатора обеспечивается более высокая степень использования мощности дизеля. И наконец, с увеличением числа ступеней передач непрерывно-ступенчатое изменение скоростей подъема приобретает более плавный вид, что способствует улучшению тяговых и динамических свойств лебедки.

Промежуточные скорости подъема определяются из геометрического ряда чисел

$$v_i = v_{i-1}\varphi.$$

Знаменатель геометрической прогрессии

$$\varphi = \sqrt[k-1]{(v_{кр})_{\max}/(v_{кр})_{\min}} = \sqrt[k-1]{R_v}, \quad (\text{XI.2})$$

где k — число передач.

Разбивка скоростей в геометрической прогрессии позволяет обеспечить относительно равное изменение смежных скоростей, и поэтому большая часть скоростей располагается в зоне низших передач, используемых для подъема колонн бурильных и обсадных труб сравнительно большего веса. Наряду с этим геометрический ряд передач позволяет сохранить степень загрузки буровой лебедки при переходе с одной передачи на последующую:

$$G_{i-1}/G_i = v_i/v_{i-1} = \varphi,$$

где G_i , v_i — нагрузка и скорость подъема крюка на i -й передаче; G_{i-1} , v_{i-1} — то же на $(i-1)$ -й передаче.

Полученные значения скоростей подъема уточняются при окончательной доработке кинематической схемы и конструкции лебедки.

Спуск осуществляется под действием собственного веса подвижной части талевого механизма и спускаемого груза. Скорость спуска ограничивается вспомогательным тормозом. Вместе с тем лебедки снабжаются обратным ходом, число ступеней которого зависит от используемых двигателей. Лебедки, приводимые от электрических двигателей, получают обратный ход за счет реверсирования двигателей и поэтому имеют одинаковое число прямых и обратных передач. Тепловые двигатели не реверсируются, поэтому для обратного хода лебедки используется специальная зубчатая пара, установленная в цепной коробке перемены передач либо в редукторе силовой трансмиссии. В зависимости от этого в лебедках, приводимых тепловыми двигателями, число передач обратного хода может быть меньше либо равно числу передач прямого хода.

Диаметр барабана лебедки выбирают в зависимости от диаметра талевого каната

$$D_6 = (23 \div 26) d_k. \quad (XI.3)$$

С уменьшением диаметра барабана пропорционально снижаются действующие на подъемный вал лебедки крутящие и изгибающие моменты, пропорционально квадрату диаметра уменьшается момент инерции барабана и в результате снижаются динамические нагрузки при резком торможении. Однако при чрезмерном уменьшении диаметра барабана ухудшается навивка каната. На усталостные повреждения каната диаметр барабана существенно не влияет, так как число перегибов каната на барабане в 10—15 раз меньше, чем на шкивах кронблока и талевого блока.

В кинематических и силовых расчетах подъемного механизма необходимо учитывать приращение диаметра навивки барабана в результате многослойной навивки каната на него. Число слоев навивки зависит от длины l поднимаемой свечи, кратности оснастки талевого механизма, диаметра каната, длины l_6 и диаметра D_6 барабана. На рис. XI.8 приведена номограмма для определения числа рабочих слоев навивки каната на барабан. Полученное по номограмме значение x округляют до ближайшего целого числа m и затем с учетом первого нерабочего слоя определяют конечное число слоев навивки: $K = m + 1$.

Пример. Дано: $l_6 = 1350$ мм, $l = 2$ мм, оснастка талевого системы 5×6 , $D_6 = 750$ мм, $d_k = 35$ мм; $D_6/d_k = 21,4$.

О т в е т: $x = 2,35$. Принимаем $m = 3$.

Диаметр конечного слоя навивки каната на барабан

$$D_k = D_6 + \alpha(2K - 1). \quad (XI.4)$$

где $\alpha = 0,93$ — коэффициент, учитывающий уменьшение диаметра навивки вследствие смещения каната в промежутки между витками нижнего слоя.

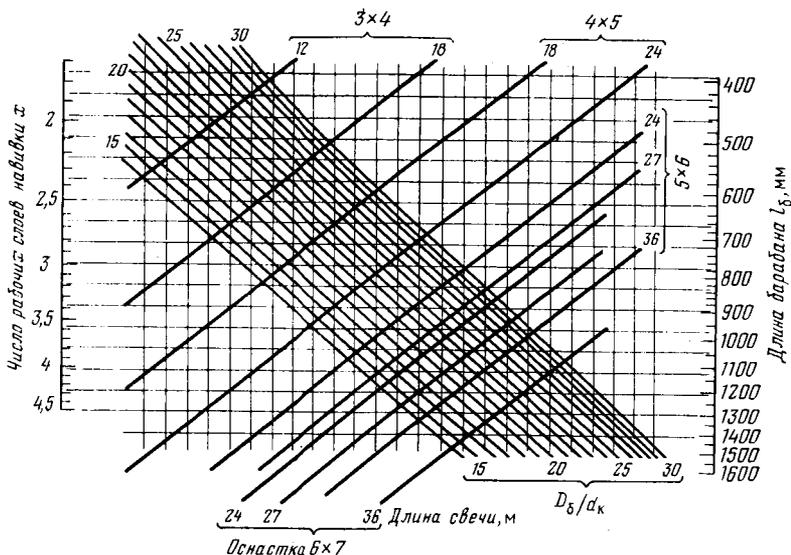


Рис. XI.8. Номограмма для определения числа слоев навитки каната на барабан лебедки

Средний диаметр навитки

$$D_{\text{ср}} = (D_k + D_1)/2,$$

где $D_1 = D_6 + d_k$ — диаметр 1-го слоя навитки каната на барабан.

Длина барабана выбирается с таким расчетом, чтобы при заданном его диаметре обеспечить навитку каната в три-четыре слоя. При этом следует учитывать конструктивно приемлемую длину подъемного вала, а также требования, обеспечивающие нормальные условия перехода каната на последующий слой удиков барабана. В случае недостаточной длины барабана затрудняется переход каната на последующий слой вследствие трения между ходовой струной каната и дисками барабана. На длинном барабане навитка нарушается из-за чрезмерного отклонения ходовой струны каната от плоскости вращения направляющего шкива кронблока.

Согласно опытным данным, минимально допускаемый угол отклонения ходовой струны каната $\alpha = 0^\circ 45'$. Максимальное отклонение зависит от натяжения каната и частоты вращения барабана.

α_{max}	$1^\circ 15'$	$1^\circ 30'$	$1^\circ 45'$	$1^\circ 45'$
Коэффициент запаса прочности каната	>4	>4	<4	<4
Частота вращения барабана, об/мин	>100	<100	>100	<100

Лебедки испытывают различные сочетания натяжения каната и частоты вращения барабана. На «быстрой» скорости подъема

частота вращения барабана достигает 300—400 об/мин, а натяжение каната незначительное, поэтому запас его прочности значительно больше 4. На «тихих» скоростях натяжение каната возрастает, а частота вращения снижается до 50 об/мин. Для нормальной навивки каната барабана при указанных сочетаниях запаса прочности каната и частоты вращения барабана лебедки максимальный угол отклонения ходовой струны, согласно приведенным данным, не должен превышать $1^{\circ} 15'$. Таким образом, допускаемые углы отклонения ходовой струны талевого каната от плоскости вращения направляющего шкива должны быть в пределах: $0^{\circ} 45' \leq \alpha \leq 1^{\circ} 15'$.

По допускаемым отклонениям ходовой струны талевого каната длину барабана можно выбирать в пределах

$$2H \operatorname{tg} 0^{\circ} 45' \leq l_6 \leq 2H \operatorname{tg} 1^{\circ} 15', \quad (\text{XI.5})$$

где l_6 — длина барабана; H — расстояние между осями подъемного вала буровой лебедки и направляющего шкива кронблока.

Окончательная длина барабана определяется с учетом числа слоев навивки каната и конструктивно приемлемой длины подъемного вала буровой лебедки. Для расчета длины барабана в зависимости от числа слоев навивки можно использовать номограмму, приведенную на рис. XI.8.

Расчеты на прочность деталей и узлов лебедки выполняются по тяговому усилию, возникающему при допускаемой нагрузке на крюке, с учетом веса подвижных частей талевого механизма, кратности оснастки и потерь на трение при подъеме. Путем изменения кратности оснастки можно получить близкие по величине тяговые усилия для лебедок, используемых в буровых установках смежных классов. Благодаря этому сокращается номенклатура лебедок и других агрегатов подъемного механизма, используемых в буровых установках различных классов.

§ 4. КИНЕМАТИКА ПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА

Задача кинематики — определение скоростей и ускорений подъемного механизма. При этом заданными являются высота подъема, кинематическая схема и размеры звеньев подъемного механизма, частота вращения и характеристика используемого двигателя.

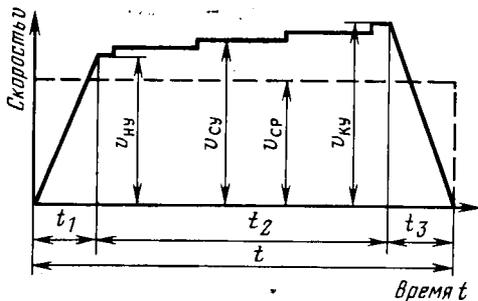
При спуско-подъемных операциях высота подъема h несколько превышает длину бурильной свечи l , т. е. $h \approx 1,02l$. Это обусловлено возможностью установки бурильной колонны на клинья либо элеватор. При спуске бурильная колонна приподнимается для освобождения клиньев либо элеватора, поэтому перемещения при спусках и подъемах бурильных свечей примерно одинаковые.

Изменения скорости за время подъема и спуска одной свечи изображаются тахограммой. Для подъемных механизмов характерна трехпериодная тахограмма подъема, имеющая трапециевидальную форму (рис. XI.9). В первый период происходит разгон

Рис. XI.9. Тахограмма подъема

барабана лебедки, чему соответствует ускоренное движение крюка со скоростью, возрастающей от нуля до начальной установившейся $v_{н.у}$. Характер изменения скорости крюка в период разгона зависит от привода лебедки и навыков управляющего ею бурильщика.

Режим разгона буровой лебедки существенно не влияет на продолжительность подъема. Однако для снижения динамических нагрузок ускорение при разгоне должно быть минимальным. При линейном нарастании скорости, как показано на рис. XI.9, имеем



$$a_1 = dv/dt = \operatorname{tg} \gamma = \operatorname{const}; \quad v_{н.у} = a_1 t_1;$$

$$h_1 = v_{н.у} t_1 / 2 = a_1 t_1^2 / 2,$$

где a_1 — ускорение крюка при разгоне, м/с²; $v_{н.у}$ — начальная установившаяся скорость крюка, м/с; t_1 — продолжительность разгона, с; h_1 — путь крюка в период разгона, м; γ — угол наклона кривой скорости.

Второй период соответствует установившемуся движению крюка, при котором двигатель и барабан лебедки вращаются с постоянной частотой. Скорость подъема в период установившегося движения

$$v_y = \pi D_z n_{дв} / 60 i_{тр} i_{т.с}, \quad (XI.6)$$

где D_z — диаметр навивки каната на барабан лебедки, м; $i_{тр}$ — передаточное число трансмиссии лебедки; $i_{т.с}$ — кратность оснастки подъемного механизма.

Вследствие изменения диаметра навивки при переходе каната на каждый последующий слой на тахограмме скорость подъема в период установившегося движения изображается ступенчатой прямой линией. В кинематических расчетах пользуются средней установившейся скоростью подъема

$$v_{ср} = (v_{н.у} + v_{к.у}) / 2,$$

где $v_{к.у}$ — конечная установившаяся скорость подъема крюка, определяемая по диаметру последнего (конечного) слоя навивки каната.

Средняя установившаяся скорость подъема рассчитывается также по среднему диаметру навивки каната на барабан лебедки

$$v_{ср} = \pi D_{ср} n_{дв} / 60 i_{тр} i_{т.с}. \quad (XI.7)$$

Исходя из средней установившейся скорости, для второго периода подъема имеем

$$a_2 = 0; \quad v_{cy} = \text{const}; \quad h_2 = v_{cy} t_2,$$

где a_2 — ускорение крюка, м/с²; t_2 — продолжительность установившегося движения, с; h_2 — путь крюка за период установившегося движения, м.

В третий период происходит торможение буровой лебедки, при котором конечная установившаяся скорость подъема снижается до нуля. При линейном изменении скорости торможения имеем

$$a_3 = \text{const}; \quad v_{ky} = a_3 t_3; \quad h_3 = v_{ky} t_3 / 2 = a_3 t_3^2 / 2,$$

где a_3 — замедление крюка при торможении, м/с²; v_{ky} — скорость крюка в начале торможения, м/с; t_3 — продолжительность торможения, с; h_3 — путь крюка в период торможения, м.

Продолжительность подъема

$$t = t_1 + t_2 + t_3,$$

высота подъема в определенном масштабе выражается площадью тахограммы:

$$h = (t + t_2) v_{cy} / 2.$$

Для расчета продолжительности подъема на заданную высоту пользуются средней скоростью подъема, учитывающей изменение скорости крюка в период разгона и торможения лебедки:

$$t = h / v_{cp}.$$

Средняя скорость на тахограмме подъема определяется из следующего равенства:

$$v_{cp} t = v_{cy} (t + t_2) / 2,$$

откуда

$$v_{cp} = v_{cy} \frac{t + t_2}{2t} = v_{cy} \frac{t + t - (t_1 + t_3)}{2t} = v_{cy} \left(1 - \frac{t_1 + t_3}{2t} \right).$$

Полученная формула показывает, что средняя скорость крюка меньше средней установившейся скорости подъема. На рис. XI.9 средняя скорость крюка выражается высотой прямоугольной тахограммы, площадь которой равна площади действительной трапециoidalной тахограммы, имеющей общее с ней основание. Прямоугольная тахограмма является расчетной и на практике неосуществима, так как при этом ускорение и замедление достигают бесконечности $a = \text{tg } 90^\circ = \infty$.

Отношение средней установившейся скорости к средней скорости крюка называют коэффициентом заполнения тахограммы:

$$\lambda = v_{cy} / v_{cp} > 1. \quad (\text{XI.8})$$

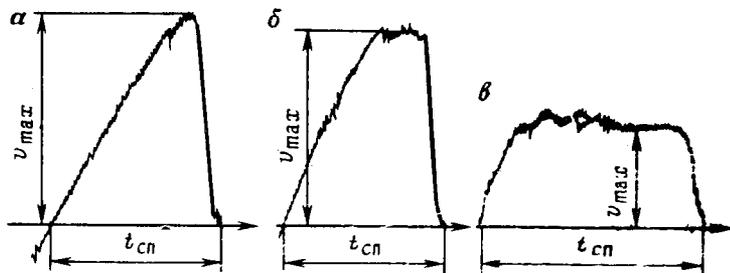


Рис. XI.10. Тахограммы спуска (t_{cn} — продолжительность спуска бурильной свечи)

Пользуясь коэффициентом λ , продолжительность подъема на заданную высоту можно определять по формуле

$$t = h/v_{cp} = h\lambda/v_{cy}.$$

Коэффициент заполнения тахограммы зависит от типа привода подъемного механизма, скорости и высоты подъема крюка. Согласно опытным данным Уралмашзавода, указанная зависимость описывается уравнением

$$\lambda = 1 + c \frac{v_{cy}^2}{h}. \quad (XI.9)$$

В зависимости от типа используемого привода $c=2,4$ — для электрического, дизель-электрического и газотурбоэлектрического; $c=3,6$ — для дизель-гидравлического и газотурбинного; $c=4,8$ — для дизель-механического.

На рис. XI.10 показаны схематизированные тахограммы спуска. При небольших нагрузках и достаточном запасе торможения скорость спуска изменяется по двухпериодной тахограмме, имеющей вид треугольника (рис. XI.10, а). В первый период происходит разгон лебедки, продолжительность которого зависит от веса спускаемой колонны и момента инерции узлов и деталей подъемного механизма, вращающихся при спуске. Второй период соответствует торможению лебедки и остановке спускаемой колонны. Продолжительность второго периода зависит от тормозного пути, необходимого для обеспечения безопасной и своевременной остановки спускаемой колонны труб.

Трехпериодная тахограмма (рис. XI.10, б, в) характерна для спуска с использованием вспомогательного тормоза, в результате действия которого спускаемый груз разгоняется до момента достижения равенства движущего и тормозного моментов. После этого устанавливается равномерное движение и скорость спуска сохраняется постоянной до начала торможения лебедки.

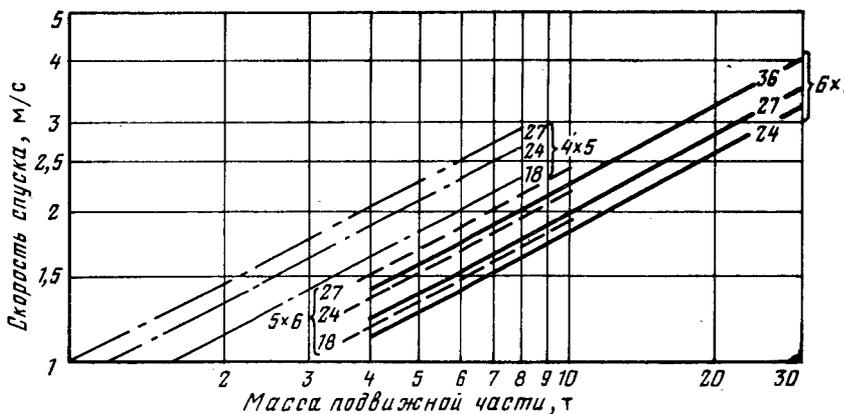


Рис. XI.11. Зависимость максимальной скорости спуска незагруженного элеватора от массы подвижных частей, оснастки и длины свечи (18; 24; 27; 36 м)

Средняя скорость спуска

$$v_{\text{ср. сп}} = v_{\text{max сп}} / \lambda_{\text{сп}}, \quad (\text{XI.10})$$

где $v_{\text{max сп}}$ — максимальная скорость, достигаемая за период спуска; $\lambda_{\text{сп}}$ — коэффициент заполнения тахограммы при спуске.

В практических расчетах, согласно рекомендациям Уралмашзавода, максимальная скорость спуска принимается в зависимости от длины свечи l :

l , м	18	24	27	36
$v_{\text{max сп}}$, м/с	2,5	2,9	3,1	3,6

Коэффициенты заполнения тахограммы: $\lambda_{\text{сп}}=2$ — при свободном спуске; $\lambda_{\text{сп}}=1,5$ — при использовании вспомогательного тормоза.

Максимальная скорость спуска незагруженного элеватора определяется по номограмме на рис. XI.11, построенной на основе опытных данных.

§ 5. ДИНАМИКА ПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА

Динамические нагрузки в подъемном механизме буровых установок возникают при спуско-подъемных операциях вследствие действия ускорения или замедления, а также упругих колебаний, создаваемых во время переходных процессов. Источники динамических нагрузок — толчки и удары, возникающие при подхвате колонны труб и переходах талевого каната на последующий слой навивки, а также из-за зазоров и монтажных смещений в сочленениях узлов и деталей подъемного механизма и его привода.

На динамику спуско-подъемных операций значительно влияет состояние ствола скважины. Всевозможные уступы и каверны

Т а б л и ц а X I . 3

Нагрузка на крюке, кН	Скорость подъема крюка, м/с	Коэффициент динамичности, K_d
150—250	1,32	2,00—1,88
250—700	1,12—0,99	1,88—1,43
700—1200	0,58—0,56	1,43—1,22
1200—1800	0,40—0,38	1,22—1,05
1800—2000	0,17—0,16	1,05—1,03

препятствуют равномерному движению колонны труб в скважине, поэтому в подъемном механизме возникают динамические нагрузки случайного характера. Систематическими являются динамические нагрузки, возникающие в период разгона и торможения лебедки. При прочих одинаковых условиях уровень динамических нагрузок, возникающих в процессе подъема, зависит от пусковых свойств двигателей и упругости системы, включающей силовые передачи, лебедку, талевый канат, вышку и колонну поднимаемых труб.

При спуске динамические нагрузки зависят от снижения скорости, регулируемой вспомогательным и основным тормозами лебедки, а также от упругости талевого каната, вышки и колонны спускаемых труб. Различия в источниках и характере переходных процессов, распределения масс и упругости включаемых систем обуславливают количественные и качественные отличия динамических процессов, наблюдаемых в подъемном механизме буровых установок при подъеме и спуске колонны труб.

Опытный коэффициент динамичности учитывает динамические нагрузки в подъемном механизме буровых установок:

$$K_d = (P_{ст} + P_d) / P_{ст}, \quad (XI.11)$$

где $P_{ст}$ — статическая нагрузка от собственного веса колонны труб и подвижной части талевого механизма; P_d — динамическая нагрузка.

В результате экспериментальных исследований установлено, что коэффициент динамичности для отдельных звеньев и деталей подъемного механизма буровых установок изменяется от 1,02 до 2 в зависимости от скорости подъема, определяемой мощностью привода буровой лебедки и массой поднимаемой колонны. По мере увеличения массы колонны труб скорость подъема уменьшается и при этом снижается коэффициент динамичности.

Динамические нагрузки в звеньях подъемного механизма достигают наибольших значений в период подхвата колонны труб с ротора при подъеме и в начале торможения лебедки при спуске. В табл. XI.3 приведены коэффициенты динамичности для неподвижной ветви талевого каната, полученные по результатам инструментальных измерений на буровой установке Уралмаш

ЗД при подъеме бурильной колонны весом 2 000 кН из скважины глубиной 5 000 м [6].

Как видно из табл. XI.3, при нагрузках, близких к допустимым, коэффициент динамичности приближается к единице. Объясняется это тем, что из-за ограниченной мощности привода скорости подъема и ускорения при разгоне становятся незначительными. Поэтому в расчетах на прочность коэффициент динамичности для деталей подъемного механизма, расположенных в кинематической цепи между крюком и двигателем, принимается равным единице.

При теоретическом рассмотрении динамики подъемного механизма буровых установок обычно пользуются принципом Д'Аламбера, согласно которому в любой момент времени имеется равновесие сил инерции, активных внешних сил и реакций связей. В расчетах используется упрощенная схема подъемного механизма с жесткими связями и сосредоточенными массами. Дифференциальные уравнения, описывающие работу подъемного механизма при разгоне и торможении, рассматриваются в гл. XII и XVI, посвященных тормозным устройствам и приводу лебедок.

§ 6. ПОДЪЕМНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Подъемной характеристикой лебедки называют зависимость скорости подъема от нагрузки на крюке, выраженную в графической либо табличной форме. Подъемная характеристика рассчитывается в результате совместного рассмотрения конструктивно-кинематических параметров лебедки и механической характеристики используемых двигателей.

Буровые лебедки с приводом от дизелей и электродвигателей переменного тока имеют ступенчатую подъемную характеристику (рис. XI.12, а), расчет которой проводится по номинальным мощности и частоте вращения используемых двигателей:

скорость подъема крюка на i -й передаче:

$$v_i = \pi D_{\text{ср}} n_{\text{дв}} / 60 i i_{\text{т.с}} \quad (\text{XI.12})$$

предельная нагрузка (кН) на крюке на i -й передаче:

$$G_i = N_{\text{дв}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{т.с}} / v_i - G_{\text{т}} \quad (\text{XI.13})$$

где $N_{\text{дв}}$ — номинальная мощность двигателя, кВт; $\eta_{\text{тр}}$ — к.п.д. трансмиссии от двигателя до подъемного вала на i -й передаче; $\eta_{\text{т.с}}$ — к.п.д. талевого механизма; $G_{\text{т}}$ — вес подвижных частей талевого механизма.

Лебедки с дизель-гидравлическим приводом имеют непрерывно-ступенчатую тяговую характеристику (рис. XI.12, б). В этом случае скорости подъема и предельные нагрузки на крюке рассчитываются по мощности и соответствующей ей частоте вращения выходного вала гидротрансформатора, значения которых

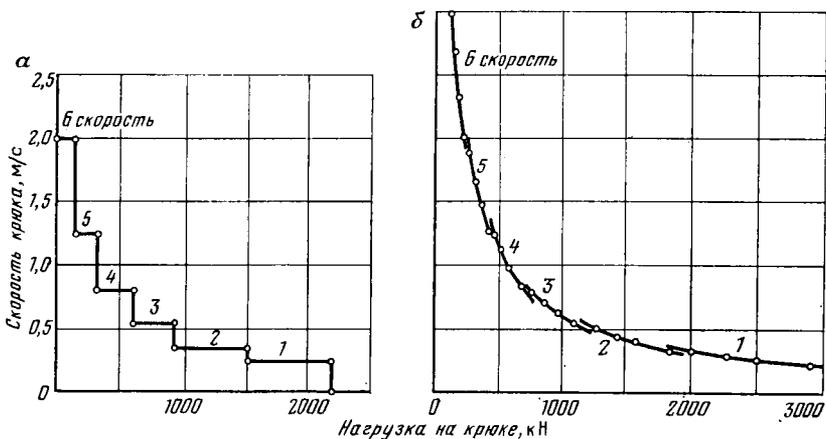


Рис. XI.12. Тяговая характеристика лебедки:

a — ступенчатая, привод от дизелей и электродвигателей переменного тока; *b* — непрерывно-ступенчатая, привод от дизель-гидравлического силового агрегата

определяются из совместной характеристики дизеля и гидротрансформатора.

Лебедки с приводом от двигателей постоянного тока имеют беступенчатую подъемную характеристику. Скорости подъема и нагрузки на крюке в этом случае рассчитываются из условия постоянства используемой мощности двигателя:

$$v_i = N_{дв} \eta_{тр} \eta_{т.с} / (G_i + G_T). \quad (XI.14)$$

На производительность и безотказность лебедок с приводом от дизелей и электродвигателей переменного тока существенно влияет своевременное переключение передач. Распространенное на практике стремление сократить продолжительность спуско-подъемных операций за счет форсирования скоростей подъема приводит к снижению долговечности и повышению расхода сменных узлов и деталей лебедки и ее привода. Вынужденные простои вследствие преждевременных отказов часто значительно превышают экономии времени, полученную за счет подъема на чрезмерно высоких скоростях подъема.

При запоздалом переходе на «быструю» скорость мощность буровой лебедки недоиспользуется, а продолжительность подъема буровой колонны возрастает. Поэтому в целях предотвращения перегрузки лебедки и обеспечения минимальной продолжительности подъема необходимо переключать скорости подъема в строгом соответствии с подъемной характеристикой лебедки.

Глава XII

ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Тормозные устройства, применяемые в буровых машинах и механизмах, по назначению делятся на основные и вспомогательные. Основные предназначены для остановки машин и механизмов и приводятся в действие в конце движения либо при длительных перерывах в работе, вспомогательные же — для длительного торможения с целью снижения скорости движения. В качестве основных тормозов в буровых машинах и механизмах используются фрикционные тормозные устройства, которые подразделяются на ленточные и колодочные.

В ленточном тормозе рабочий элемент — гибкая лента с фрикционными накладками, которые прижимаются к тормозному шкиву при угловом смещении одного из концов ленты. В колодочном тормозе рабочий орган — колодки, которые при встречном линейном смещении прижимаются к наружной поверхности тормозного барабана. В буровых машинах в качестве вспомогательных используются гидродинамические и электрические тормозные устройства.

Тормоз следует устанавливать на быстроходных валах машины, испытывающих наименьший вращающий момент, что позволяет уменьшить размеры тормоза, зависящие от необходимого тормозного момента. Замыкание и размыкание тормозных устройств осуществляется посредством механического, пневматического и электрического приводов, снабженных ручным либо автоматическим управлением. Автоматическое управление обеспечивает остановку в аварийных ситуациях.

§ 2. ЛЕНТОЧНЫЙ ТОРМОЗ БУРОВОЙ ЛЕБЕДКИ

Ленточный тормоз — основной тормоз буровой лебедки. Он предназначен для остановки и удержания в неподвижном состоянии бурильной колонны и другого инструмента, спускаемых и поднимаемых из скважины. Ленточный тормоз при необходимости может быть использован в качестве вспомогательного. Например, в случаях отказа или недостаточного тормозного момента вспомогательного тормоза лебедки для снижения скорости спуска колонны труб в скважину используется ленточный тормоз. При отсутствии регулятора подачи долота ленточный тормоз служит для поддержания осевой нагрузки на долото и подачи бурильной колонны по мере углубления забоя скважины.

Согласно ГОСТ 12.2.041-79, к ленточным тормозам предъявляются следующие требования:

тормозной момент должен быть достаточным для надежного удержания в неподвижном состоянии колонны труб наибольшей

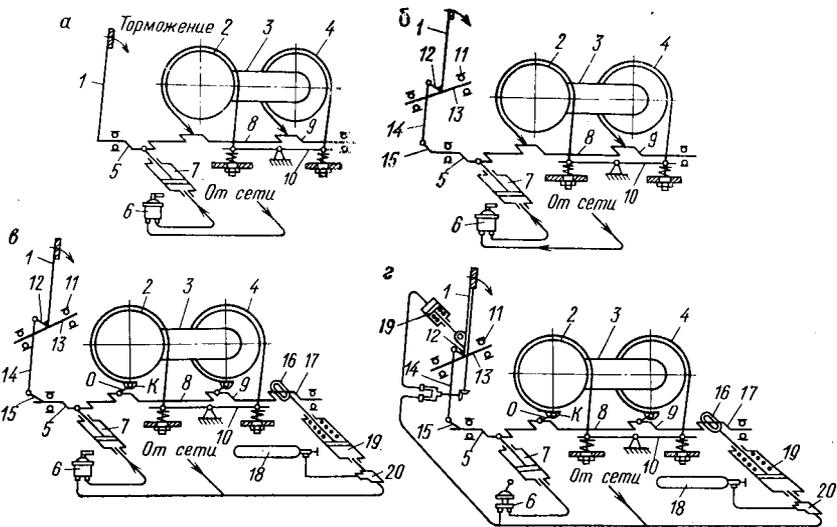


Рис. XII.1. Кинематические схемы ленточных тормозов лебедок:
 а — У2-2-11, У2-5-5; б — ЛБУ-1130; в — ЛБУ-1700, ЛБУ-300; г — У2-300

массы, соответствующей допускаемой грузоподъемности лебедки; привод тормоза должен обеспечить плавное регулирование тормозного момента и мягкую посадку на стол ротора спускаемой в скважину колонны труб;

тормоз должен растормаживаться одновременно с включением привода лебедки;

температура на поверхностях трения фрикционной пары не должна превышать допускаемой температуры нагрева материалов, используемых в тормозной паре;

конструкция тормоза должна исключать самопроизвольное торможение и растормаживание и обеспечить легкость управления, удобство и доступность осмотра, регулирования и замены износившихся деталей и узлов.

В буровых лебедках в качестве основного используется двухленточный тормоз, обладающий важными преимуществами по сравнению с одноленточным. В первую очередь следует отметить надежность двухленточного тормоза, сохраняющего работоспособность при отказе одной из лент. Распределение тормозного момента на два шкива позволяет вдвое уменьшить контактные давления и, следовательно, повысить долговечность тормозных шкивов и колодок.

Кинематические схемы ленточного тормоза буровых лебедок показаны на рис. XII.1. Стальные ленты 4 с фрикционными накладками огибают цилиндрические тормозные шкивы 2, которые установлены на барабане 3 лебедки. В результате трения между неподвижными накладками и тормозными шкивами возникает

тормозной момент, противодействующий вращению барабана и удерживающий его в неподвижном состоянии. Установка тормозных шкивов непосредственно на барабане лебедки требует увеличения необходимого тормозного момента, так как барабан лебедки — наиболее тихоходный орган в кинематической цепи подъемного механизма. Однако при отсутствии промежуточных звеньев между тормозом и талевым канатом обеспечиваются надежность и безопасность торможения лебедки.

Концы лент соединяются с балансиром 10 и шатунными шейками 9 коленчатого вала 8. Конец ленты, соединяемый с балансиром, принято называть набегающим, а противоположный, соединяемый с коленчатым валом, — сбегающим. Сбегающие концы лент, обхватывающие тормозные шкивы под углом более 270° (рис. XII.1, в, г), соединяются с коленчатым валом посредством обоймы О и кронштейнов К. При торможении коленчатый вал поворачивается и сбегающие концы лент перемещаются по дуге, описываемой радиусом шатунных шеек.

После выбора свободного хода фрикционные накладки прижимаются к тормозным шкивам. Величина свободного хода зависит от радиальных зазоров между фрикционными накладками и тормозными шкивами, образующихся при растормаживании. Направление вращения барабана при спуске должно совпадать с направлением углового смещения тормозных лент при торможении лебедки. В этом случае вращающиеся шкивы будут затягивать тормозные ленты и благодаря этому уменьшатся усилия, необходимые для торможения. При подеме тормозные шкивы, вращаясь в обратном направлении, будут отбрасывать тормозные ленты и тем самым способствовать растормаживанию лебедки одновременно с включением ее привода.

Поворот коленчатого вала для замыкания и размыкания тормоза осуществляется тормозной рукояткой 1. В лебедках, расположенных на полу буровой площадки, тормозная рукоятка устанавливается на консоли тормозного вала (рис. XII.1, а). В лебедках, которые находятся под полом буровой площадки (рис. XII.1, б, в, г), тормозная рукоятка с валом 13 на подшипниках 11 монтируются на полу буровой площадки и соединяются с коленчатым валом 8 посредством рычагов 12, 15 и тяги 14.

Для оперативного торможения лебедки наряду с ручным используется пневматический привод, состоящий из тормозного цилиндра 7, шток которого соединяется с мотылевой шейкой 5 коленчатого вала, и регулятора управления 6. Пневматический привод облегчает труд бурильщика при спуско-подъемных операциях. В лебедках большой мощности тормозной привод снабжается пневмоцилиндром 19 (рис. XII.1, в, г) для автоматического торможения лебедки при падении давления в пневмосистеме, при обесточивании буровой и переподъеме талевого блока.

Под давлением воздуха, поступающего через клапан 20 от сети или баллона 18, шток цилиндра 19 выдвигается и проушина 16 освобождает шейку 17 тормозного вала, обеспечивая управле-

ние тормозом рукояткой 1 или пневмоцилиндром 7, как в нормально разомкнутых тормозах. В аварийных ситуациях давление воздуха в пневмоцилиндре 19 падает и под действием возвратной пружины шток перемещается в обратном направлении. Проушины 16 штока поворачивают тормозной вал и в результате этого лебедка автоматически затормаживается. В этом состоянии тормоз действует как нормально замкнутый.

Тормозные ленты 12 изготавливаются из стального листа толщиной 6—10 мм, изогнутой по диаметру тормозных шкивов 11 барабана 13 лебедки (рис. XII.2). Ширина ленты выбирается в зависимости от используемых колодок, ширина которых по стандарту составляет 220—260 мм. Длина ленты рассчитывается по диаметру и углу обхвата ($270\text{—}340^\circ$) тормозного шкива с учетом толщины накладок. Лента по длине имеет отверстия для крепления накладок 14 и снабжена концевыми проушинами для соединения с валом 2 и балансиром 5 тормоза.

Вследствие больших контактных давлений тормозные колодки, расположенные со стороны набегающего конца ленты, изнашиваются более интенсивно. Для выравнивания износа колодок концы лент в процессе эксплуатации меняют местами. Благодаря этому существенно сокращается расход колодок. Последние крепятся к ленте стальными планками, запрессованными в тело колодки. Для этого концы планок выводят через отверстия в ленте и загибают с наружной стороны. Крепление тормозных колодок при помощи болтов и заклепок с потайными головками более трудоемко.

Между колодками с зазором 1,7 — 4,2 мм установлены дистанционные планки 15, способствующие плотному и равномерному прилеганию колодок к поверхности тормозных шкивов. Равномерность радиального зазора между тормозными накладками и шкивом по дуге обхвата регулируется пружинными оттяжками 16 и опорными роликами 17. Одновременно пружинные оттяжки служат для отвода ленты от шкива при растормаживании лебедки. Тормозные шкивы и диски барабана 13 между собой соединяются на скользящих посадках.

Небольшая глубина центрирующих посадочных поверхностей облегчает их сборку.

Балансир 5 служит для выравнивания натяжения тормозных лент и представляет собой стальной равноплечий рычаг. Балансир поворачивается на оси, установленной в стойке 3, которая крепится болтами к раме 4 лебедки. К балансиру посредством болтов 10 и резьбовых стаканов 8 присоединяются набегающие концы тормозных лент. Болт имеет ушко для соединения с тормозной лентой и резьбу для навинчивания стакана. При поворачивании стакана болт перемещается по резьбе и регулирует радиальный зазор между шкивом и тормозными накладками, образующийся в разомкнутом тормозе. Если зазоры отрегулированы неодинаково, балансир поворачивается на своей оси и опускает конец ленты, которая охватывает тормозной шкив с боль-

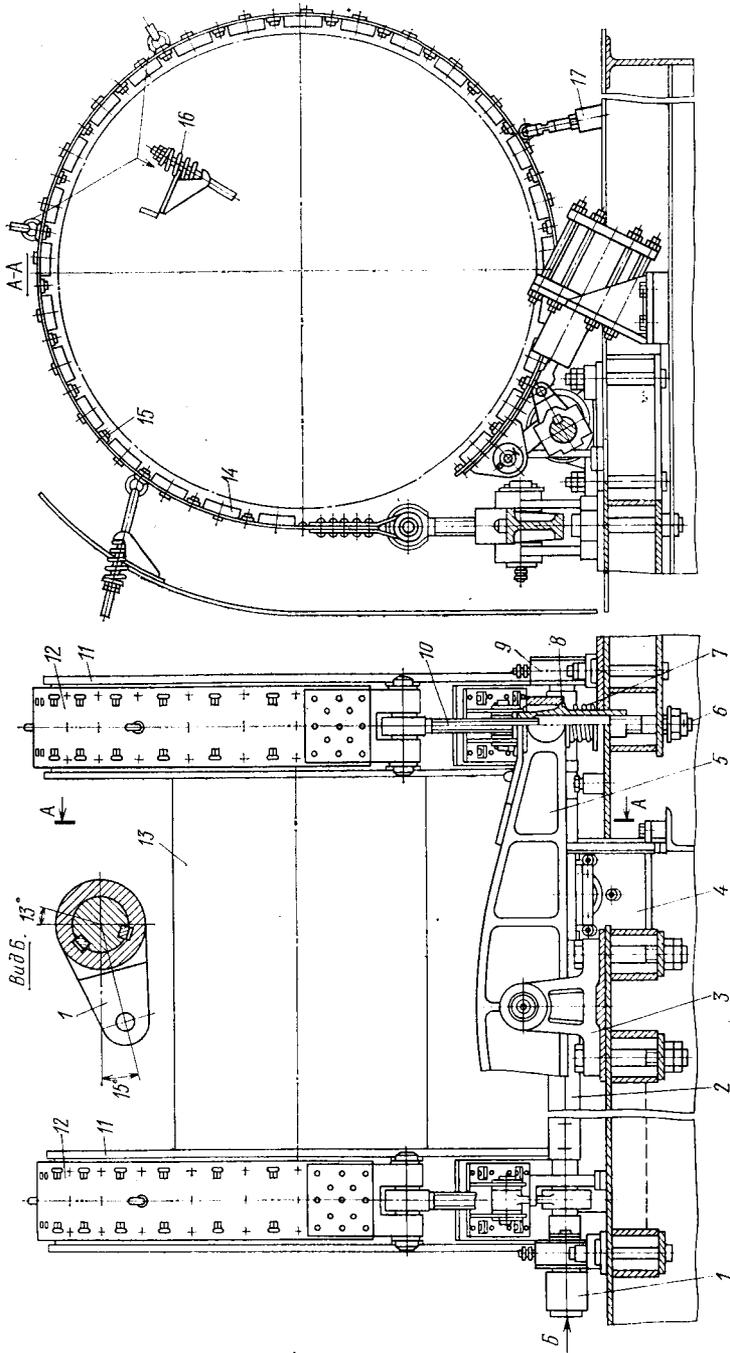


Рис. XII.2. Ленточный тормоз буровой лебедки

шим зазором. В результате этого достигается одновременное затягивание тормозных лент с одинаковым усилием.

Угол поворота балансира возрастает с увеличением разности радиальных зазоров на шкивах тормоза. Если зазоры на каждом из двух шкивов отрегулированы одинаково, то при торможении балансир сохраняет горизонтальное положение. Опоры стаканов имеют сферическую форму, обеспечивающую их самоустанавливаемость при отклонениях балансира от горизонтального положения. Пружина сжатия 7 выбирает осевой зазор между балансиром и стаканом, образующийся при растормаживании.

Через отверстия в раме проходят шпильки 6, соединяющиеся на резьбе со стаканами балансира. На хвостовики шпилек навинчены аварийные гайки, воспринимающие натяжение ленты при обрыве либо чрезмерном радиальном зазоре одной из лент тормоза. Аварийные гайки завинчиваются с осевым зазором относительно нижней опорной плиты на раме лебедки. Величина зазора зависит от свободного хода ленты и не должна превышать допустимого значения. При чрезмерном зазоре торможение лебедки одной лентой становится невозможным, так как после выбора свободного хода тормозные накладки не будут прижаты к шкиву. Поэтому перемещение набегающего конца ленты ограничивается зазором между аварийной гайкой и опорной плитой рамы, допускаемую величину которого по требованиям безопасности следует постоянно контролировать в процессе эксплуатации лебедок.

Привод ленточного тормоза состоит из коленчатого вала 2, установленного на радиальных сферических подшипниках, корпуса 9 которых закреплены на раме лебедки. Шатунные шейки коленчатого вала посредством тяг соединяются со сбегаящими концами тормозных лент. Обойма тяги надевается на вал и устанавливается на полувтулках из антифрикционных материалов. Согласно требованиям безопасности (ГОСТ 12.2.041—79), конец тормозной рукоятки при замкнутом тормозе должен отстоять от пола площадки бурильщика на расстоянии не менее 80—90 см, а прикладываемое к рукоятке мускульное усилие не должно превышать 250 Н.

Увеличение угла поворота рукоятки при замыкании тормоза свидетельствует о чрезмерном радиальном зазоре между тормозными накладками и шкивами, вызванном их износом в процессе эксплуатации. Для восстановления нормального положения рукоятки при замыкании тормоза необходимо уменьшить образовавшийся зазор путем подтяжки тормозных лент резьбовыми стаканами балансира. Рукоятка тормоза, как указывалось, устанавливается на конце тормозного вала либо на отдельном валу, соединяемом с тормозным валом лебедки посредством рычага 1 и механических передач.

На рис. XII.3 показано устройство ручного управления тормозом, смонтированное на отдельном валу. Тормозная рукоятка 5 приварена к ступице 9 зубчатого сектора, закрепленного на

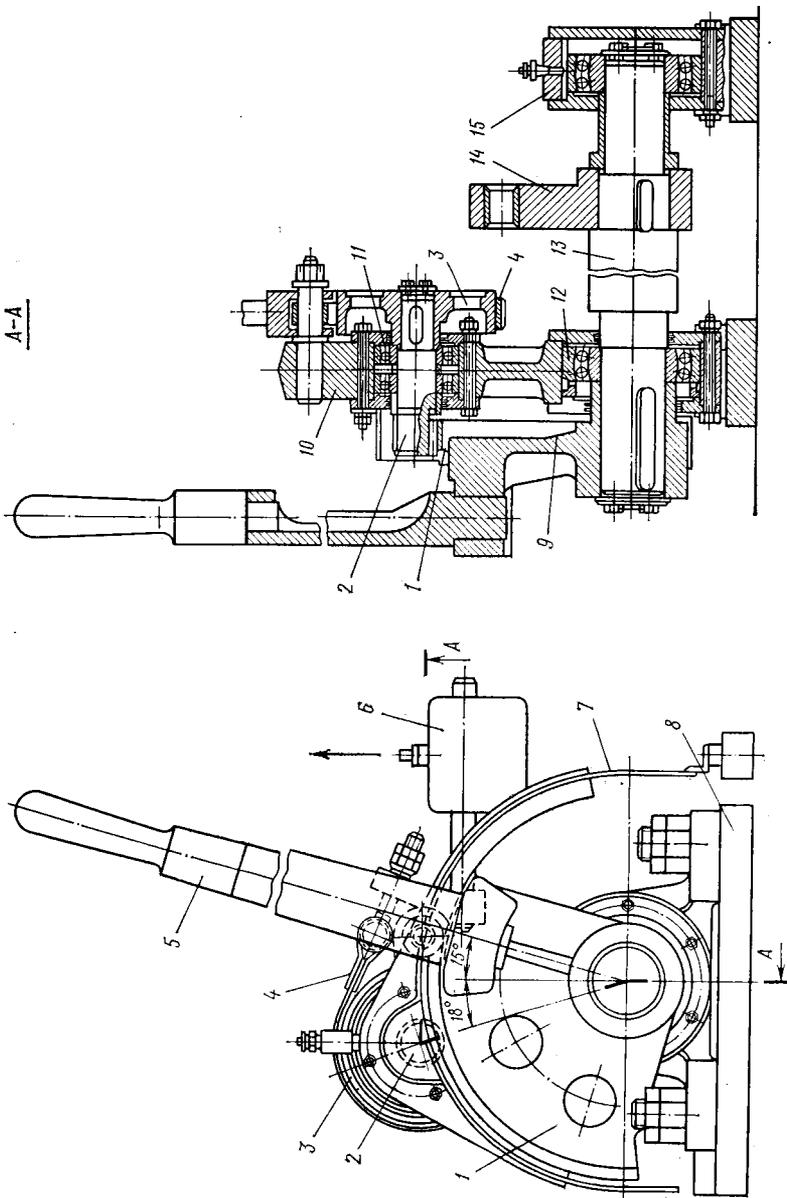


Рис. XII.3. Устройство ручного управления тормозом

вала 13 шпонкой. Вал смонтирован на сферических подшипниках 12, корпуса 10 и 15 которых закреплены болтами на отдельной плите 8. Регулируемой по длине тягой рычаг 14 соединяется с рычагом коленчатого вала, синхронно воспринимающим движения тормозной рукоятки. Рассматриваемое устройство используется для дистанционного управления ленточным тормозом буровых лебедок.

Привод тормоза снабжен стопорным устройством, состоящим из зубчатого валика 2 и тормозного шкива 3. Валик 2 устанавливается в корпусе 10 на подшипниках 11 и находится в зацеплении с зубчатым сектором 1, закрытым кожухом 7. Шкив 3 охватывается тормозной лентой 4, концы которой крепятся к рычагу с грузом 6 и образуют суммирующий ленточный тормоз. Рычаг поворачивается на оси, запрессованной в корпусе 10. Под действием момента, создаваемого грузом 6, тормозная лента, обхватывая шкив, удерживает валик 2 и находящийся с ним в зацеплении зубчатый сектор 1 от проворота. При этом тормозная рукоятка, жестко связанная с сектором 1, фиксируется в заданном положении. Тормозная рукоятка и другие детали привода тормоза обладают достаточной жесткостью, необходимой для устранения потери хода при включении тормоза.

Исполнительный орган пневматического привода ленточных тормозов — тормозной цилиндр одностороннего действия, в котором рабочий ход поршня совершается под действием сжатого воздуха, а обратный ход — под действием пружины. Конструкции тормозных цилиндров буровых лебедок показаны на рис. XII.4. Обычный тормозной цилиндр 12 (рис. XII.4, а) используется для оперативного торможения лебедки и состоит из поршня 1, гильзы 2, штока 5, крышек 3 и 14. Поршень уплотняется резиновой манжетой, зажатой болтами диска. Глухая крышка 14 уплотняется резиновой прокладкой и имеет коническое резьбовое отверстие для подвода сжатого воздуха в цилиндр.

Верхняя крышка 3 имеет горловину с втулкой 8 для направляющего штока поршня 1. Пружина 4 отжимает поршень в крайнее нижнее положение. Крышки тормозного цилиндра затягиваются шпильками 9 и 13. Внутри штока поршня установлена резиновая шаровая опора 11 штока 5, соединяющегося с рычагом 6 коленчатого вала 7. Тормозной цилиндр крепится к стойке 10, установленной на раме лебедки. При подаче сжатого воздуха в поршневую полость цилиндра поршень 1 под действием создаваемого усилия сжимает пружину и перемещает шток 5, который поворачивает рычаг 6 вместе с коленчатым валом 7 ленточного тормоза.

Плавность торможения достигается постепенным увеличением давления воздуха в цилиндре тормоза, обеспечиваемым краном Казанцева. При растормаживании давление воздуха в цилиндре снижается и поршень под действием пружины отводится в исходное положение. Шток 5 возвращается в исходное положение рукояткой тормоза, поворачиваемой при растормаживании лен-

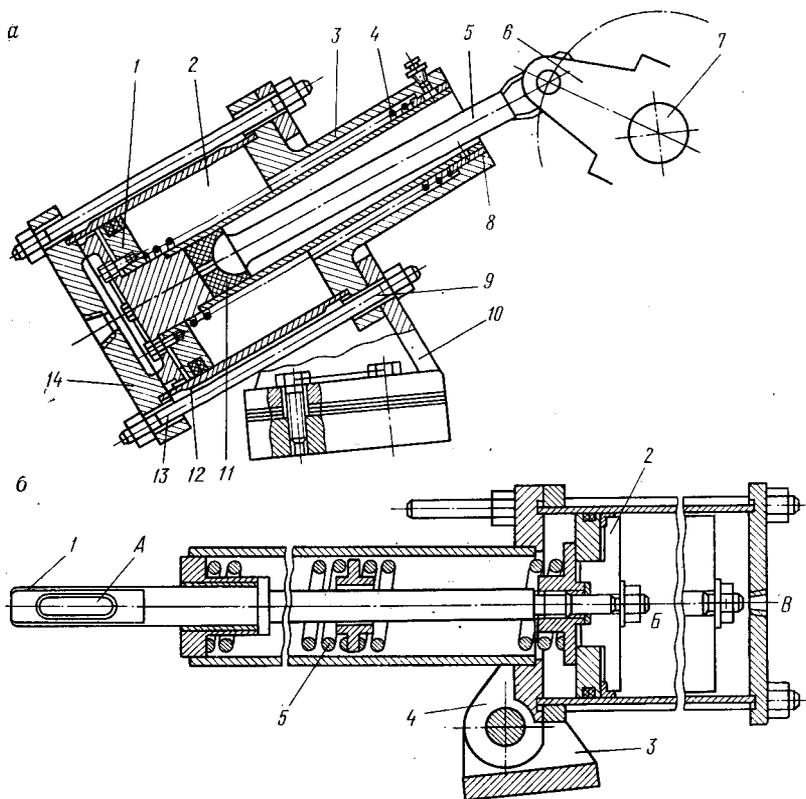


Рис. XII.4. Пневматический тормозной цилиндр одностороннего действия

точного тормоза. Положение толкателя внутри штока поршня обеспечивает независимое управление тормозом посредством механического и пневматического приводов.

Пружинные тормозные цилиндры (рис. XII.4, б) служат для автоматического торможения лебедки. Поршень 2 соединяется со штоком 1, снабженным проушиной А для соединения с рычагом тормозного вала. В процессе нормальной работы лебедки пружины 5 постоянно сжаты под давлением воздуха, поступающего через отверстие В в полость Б цилиндра. При авариях отключается подача воздуха и давление в полости Б падает. Под действием пружины шток возвращается в исходное положение и замыкает тормоз. Плавность аварийного торможения обеспечивается дросселирующей шайбой, через которую воздух удаляется из цилиндра. Перекосы поршня и штока устраняются благодаря шарнирному креплению тормозного цилиндра 4 к стойке 3 рамы лебедки.

§ 3. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ЛЕНТОЧНЫХ ТОРМОЗОВ

Наиболее важными показателями фрикционных свойств материалов, используемых в ленточных тормозах лебедок, являются:

коэффициент трения, выражающий отношение силы сопротивления перемещению двух тел при трении (силы трения) к нормальной составляющей внешних сил, действующих на поверхности тела;

стабильность коэффициента трения — безразмерная величина, определяемая отношением среднего коэффициента трения к его максимальному значению, полученным в результате многократных измерений данного узла трения при неизменных режимах его работы;

допускаемое контактное давление — усилие, с которым сжаты два тела в паре трения, отнесенное к площади их контакта и допустимое по условиям сопротивления движению и величине износа трущихся тел;

допускаемая скорость скольжения — скорость относительного перемещения тел пары трения по поверхности их контакта, определяемая по условиям минимальной интенсивности износа и допустимого нагрева узла;

износостойкость — характеризует свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения;

теплостойкость — характеризует изменение коэффициента трения в зависимости от температуры;

сопротивление термической усталости, т. е. постепенному разрушению материала, развивающемуся под действием многократных повторных температурных напряжений.

Работоспособность ленточного тормоза, как и других узлов трения, определяется фрикционной совместимостью контактирующих материалов. Наиболее эффективны материалы, которые в паре обеспечивают наилучшие показатели рассмотренного комплекса фрикционных свойств. Коэффициент трения и допускаемое контактное давление выбранных материалов определяют диаметр и ширину тормозных шкивов. Теплостойкость тормозных колодок, сопротивляемость тормозных шкивов износу и термической усталости существенно влияют на безопасность работы и долговечность ленточных тормозов. Увеличение мощности лебедок и скоростей спуско-подъемных операций в бурении неразрывно связано с повышением моментов торможения ленточных тормозов. В этой связи важное значение приобретают экспериментально-исследовательские работы по изысканию новых тормозных материалов, обладающих повышенными показателями фрикционных свойств.

В табл. XII.1 приведены коэффициенты трения по стали асбофрикционных материалов, используемых в тяжело нагруженных тормозах и муфтах сцепления [3].

Таблица XII.1 Коэффициент трения по стали

Материал	Температура, °C			
	80	100	120—130	230—260
6КХ-1			0,57—0,52	
6КХ-15			0,6—0,42	
6КФ-32		0,6—0,52		
Ретинакс	0,39	0,4	0,41—0,42	0,41—0,38
ФК-16Л				
Ретинакс	0,4	0,41		
ФК-24А				
143-63	0,41—0,46			0,41—0,46
39-70	0,44—0,57			0,44—0,57
43266	0,38			0,38

Продолжение табл. XII.1

Материал	Температура, °C			
	300—320	360—380	400—420	400—500
6КХ-1		0,52—0,24	0,3—0,2	0,3—0,14
6КХ-15		0,32—0,25	0,2—0,17	
6КФ-32	0,36	0,21—0,19	0,3—0,03	
Ретинакс	0,32—0,3	0,22—0,18	0,16	0,17
ФК-16Л				
Ретинакс	0,4—0,5			0,35—0,45
ФК-24А				
143-63			0,41—0,46	Резко падает
39-70			0,44—0,57	0,3
43266				Резко падает и возрастает при температуре бо- лее 500 °C до 0,46—0,48

В отечественных буровых установках тормозные колодки изготовляют из ретинакса, который относится к теплостойким фрикционным материалам. Ретинакс выпускается двух марок (ГОСТ 10851—73):

А — асбосмоляная композиция с включением латунной проволоки. При работе в паре с чугуном ЧНМХ допускается температура на поверхности до 1100 °C при скорости скольжения до 50 м/с и давлении до 2,5 МПа;

Б — асбосмоляная композиция для работы в паре с серым чугуном и легированными сталями при температуре до 700 °C, скорости скольжения до 10 м/с и давлении до 1,5 МПа.

Физико-механические показатели изделий из ретинакса приведены ниже [4].

	Тип А (ФК-16Л)	Тип Б (ФК-24А)
Марка ретинакса	2,4—2,8	2,13
Плотность, г/см ³		
Предел прочности, МПа, не менее:		
при срезе	23	25,5
при сжатии	56	71
Твердость, МПа	350—560	250—500
Линейный износ в паре с чугуном СЧ 15-32 за 2 ч, мм, не более . . .	0,19	0,16
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	0,60	0,58
Коэффициент трения при испытании в паре с чугуном СЧ 15—32 (ГОСТ 1412—85), не менее	0,32	0,33

В ленточных тормозах лебедок используется ретинакс ФК-24А (марка Б). В расчетах коэффициент трения его по стали принимается равным 0,3, допускаемое контактное давление 1,2 МПа. Расчетный коэффициент трения ретинакса несколько меньше действительного. Для обеспечения гибкости тормозной ленты и равномерного прилегания ее к тормозному шкиву колодки выполняют в виде кольцевых секторов длиной 120 мм.

Тормозные шкивы обычно изготавливают из износостойких сталей марок 60Г, 35ХНЛ и 35ХМЛ. Опыт свидетельствует об удовлетворительной их фрикционной совместимости с тормозными колодками из асбокаучука 6КХ-15. Однако колодки из 6КХ-15 удовлетворительно работают при сравнительно небольших контактных давлениях (до 0,8 МПа) и температуре нагрева (до 400 °С) и не удовлетворяют фрикционным свойствам, предъявляемым к ленточным тормозам современных мощных лебедок.

Ретинакс обладает сравнительно высокими фрикционными свойствами, позволяющими значительно повысить тормозной момент, и поэтому обеспечивает торможение при скоростях скольжения до 30—40 м/с и температуре на поверхности трения шкивов 700—1200 °С. В этих условиях тормозные шкивы из стали марки 35ХНЛ и других традиционных марок разрушаются от термической усталости. В зимнее время при понижении температуры окружающего воздуха до минус 30—50 °С разрушение тормозных шкивов от термической усталости заметно возрастает. Недостаточная сопротивляемость термической усталости свидетельствует о том, что тормозные шкивы из рассматриваемых марок сталей и колодки из ретинакса не отвечают требованиям фрикционной совместимости. Сопротивление термической усталости возрастает у шкивов, изготовленных из материалов, которые обладают высокими показателями пластичности, теплопроводности и низким коэффициентом температурного расширения. Наряду с физико-механическими свойствами большое влияние на термическую усталость оказывают площадь поверхности охлаждения, геометрическая форма тормозных шкивов и другие конструктивные факторы, влияющие на интенсивность отвода тепла, поглощаемого тормозом. В результате сравнительных испытаний сталей различных марок Уралмашзаводом рекомендуется

изготавливать шкивы, работающие в паре с ретинаксом, из низкоуглеродистых сталей марок 14ХГ2НМЛ, 12Х2НГМ, которые после закалки и высокого отпуска имеют наиболее удовлетворительные показатели по износостойкости и сопротивляемости термической усталости.

§ 4. РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНОГО ТОРМОЗА

Тормозной момент, создаваемый ленточным тормозом в результате трения между фрикционными колодками и тормозными шкивами, должен удовлетворять условию

$$M_{\tau} = M_{\text{вр}} [k_{\tau}], \quad (\text{XII.1})$$

где $M_{\text{вр}}$ — вращающий момент, Н·м; $[k_{\tau}]$ — коэффициент запаса торможения.

Вращающий момент зависит от нагрузки на крюке и возрастает по мере углубления скважины. Расчетная величина вращающего момента определяется весом наиболее тяжелой колонны труб, принимаемым с некоторым запасом, равным допускаемой нагрузке на крюке:

$$M_{\text{вр}} = \frac{(P_{\text{max}} + G_{\tau}) D_{\text{ср}}}{2i_{\tau.с}} \eta_{\text{пв}} \eta_{\tau.с}, \quad (\text{XII.2})$$

где P_{max} — допускаемая нагрузка на крюке талевого механизма буровой установки, Н; G_{τ} — вес подвесных частей талевого механизма, Н; $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр навивки каната на барабан, м; $\eta_{\text{пв}}$ — к.п.д. подъемного вала лебедки; $\eta_{\tau.с}$ — к.п.д. талевого механизма; $i_{\tau.с}$ — кратность оснастки талевого механизма.

Запас торможения принимается в зависимости от режима работы лебедки. Учитывая крайне редкое использование лебедки при нагрузках, равных допускаемой нагрузке на крюке, в расчетах ленточного тормоза достаточен коэффициент запаса торможения $[k_{\tau}] = 1,5$.

Тормозной момент, создаваемый ленточным тормозом:

$$M_{\tau} = (T - t) D_{\tau} z / 2, \quad (\text{XII.3})$$

где T — натяжение набегающего конца ленты, Н; t — натяжение сбегающего конца ленты, Н; D_{τ} — диаметр тормозного шкива, м; z — число тормозных шкивов.

Натяжение t сбегающего конца ленты зависит от усилия на рукоятке тормоза, соотношения плечей рычагов и к.п.д. привода тормоза. Натяжение T набегающего конца ленты с достаточной для практических расчетов точностью определяется по известной формуле Эйлера, устанавливающей соотношение между усилиями на концах гибкой нити:

$$T = te^{\mu\alpha}, \quad (\text{XII.4})$$

где μ — коэффициент трения между шкивом и тормозной колодкой; α — угол обхвата тормозного шкива лентой, рад.

После подстановки значений T и t формула (XII.3) принимает вид

$$M_T = \frac{t(e^{\mu\alpha} - 1)D_T}{2} z = \frac{T(e^{\mu\alpha} - 1) D_T}{2e^{\mu\alpha}} z. \quad (\text{XII.5})$$

Некоторые авторы рекомендуют другие формулы для расчета тормозного момента, полученные из условия равновесия отдельных тормозных колодок, установленных в ленточном тормозе.

Контактное давление (в Па) возникает в результате натяжения ленты между шкивом и тормозными колодками:

$$p = 2S/BD_T, \quad (\text{XII.6})$$

где S — текущее натяжение ленты, Н; B — ширина тормозной колодки, м.

Максимальное контактное давление возникает от натяжения набегающего конца ленты ($S=T$):

$$p_{\max} = 2T/BD_T.$$

По дуге обхвата тормозного шкива контактное давление изменяется и на сбегающем конце ленты имеет минимальную величину:

$$p_{\min} = 2t/BD_T.$$

Для обеспечения достаточной долговечности фрикционной пары контактное давление не должно превышать допускаемого значения:

$$p_{\max} = 2T/BD_T \leq [p].$$

По допускаемому контактному давлению предельное натяжение набегающего конца ленты составляет:

$$T = \frac{BD_T}{2} [p].$$

Подставляя значение предельного натяжения ленты в формулу (XII.5), можно определить величину тормозного момента ленточного тормоза по допускаемому контактному давлению:

$$M_T = \frac{BD_T^2 (e^{\mu\alpha} - 1) z}{4e^{\mu\alpha}} [p]. \quad (\text{XII.7})$$

Из полученной формулы следует, что при заданном допускаемом контактном давлении, зависящем от материалов фрикци-

Т а б л и ц а XII.2 Значения $e^{\mu\alpha}$

Угол обхвата α		Коэффициент трения μ				
градус	рад	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
270	4,71	2,57	3,25	4,10	5,20	6,60
300	5,23	2,85	3,72	4,81	6,24	8,12
330	5,75	3,16	4,25	5,63	7,48	10,01
345	6,02	3,33	4,50	8,09	8,32	11,10

онной пары, тормозной момент ленточного тормоза возрастает пропорционально ширине и квадрату диаметра тормозного шкива. Согласно этому, при проектировании тормозной момент лебедок выгоднее повышать за счет диаметра тормозных шкивов, чем путем увеличения их ширины. Коэффициент трения фрикционной пары в степенной зависимости влияет на величину тормозного момента. Поэтому тормозные колодки должны обладать высокими фрикционными свойствами, сохраняющимися при нагреве в результате трения.

В случае обрыва одной из лент тормоза контактное давление возрастает вдвое, что приводит к ускоренному износу фрикционной пары. Нельзя допускать длительную эксплуатацию лебедки с одной тормозной лентой. При проектировании ленточных тормозов лебедок предварительно выбирают материалы фрикционной пары, угол обхвата и ширину тормозной ленты.

Диаметр тормозного шкива, согласно формуле (XII.7), с учетом необходимого тормозного момента ($M_T = M_{вр} [k_T]$) и допустимого контактного давления

$$D_T = \sqrt{\frac{4M_{вр}e^{\mu\alpha}}{B(e^{\mu\alpha} - 1)z[\rho]}} [k_T] . \quad (XII.8)$$

В табл. XII.2 приведены значения $e^{\mu\alpha}$ в зависимости от коэффициента трения и угла обхвата шкивов.

В табл. XII.3 приведен пример расчета тормозного момента и размеров ленточного тормоза буровой лебедки.

Усилие на тормозной рукоятке (в Н) рассчитывается из равенства моментов относительно оси тормозного вала (рис. XII.5):

$$Pl \sin \beta = 2tr \sin \gamma / \eta,$$

откуда

$$P = ztr \sin \gamma / \eta l \sin \beta,$$

где l — длина рычага управления тормозом, мм; r — радиус кривошипа коленчатого вала, мм; β — угол поворота рычага от вертикали; γ — угол между кривошипом и лентой; η — к.п.д. рычаж-

Т а б л и ц а XII.3. Расчет тормозного момента и выбор размеров ленточного тормоза буровой лебедки

Исходные и расчетные величины	Единицы измерения	Обозначения	Способ определения	Численное значение
Максимальная нагрузка	H	P_{\max}	Задано	$12 \cdot 10^6$
Вес подвижных частей талевого системы	H	G_T	»	$6 \cdot 10^4$
Кратность оснстки		$i_{т.с}$	»	8
Диаметр барабана	м	D_6	»	0,7
Коэффициент запаса торможения		$[k_T]$	Принимаем	1,5
К. п. д. подъемного вала		$\eta_{пв}$	По табл. XVI.7 ФК-24А	0,97
Материал колодок		μ	По табл. XII.1	0,3
Коэффициент трения		α	Принимаем	4,71
Угол обхвата	рад	z	»	2
Число тормозных лент		$D_{ср}$	$D_{ср} = D_6 + 0,08$	0,78
Средний диаметр навивки	м	$[p]$	Принимаем	$12 \cdot 10^5$
Допускаемое контактное давление	Па	M_T	По формуле (XII.2)	$0,9 \cdot 10^5$
Тормозной момент	H·м	B	Принимаем	0,22
Ширина тормозной колодки	м			
Натяжение концов тормозной ленты:				
сбегающего	H	t	По формуле (XII.5)	$0,52 \cdot 10^5$
набегающего	H	T	По формуле (XII.4)	$1,64 \cdot 10^5$

ной системы (при качественном изготовлении шарниров $\eta = 0,90 \div 0,95$).

Свободный ход ленты тормоза (в мм) зависит от угла обхвата и радиального зазора между колодками и тормозными шкивами: $h = \Delta r \alpha$ (Δr — радиальный зазор, мм).

По мере износа фрикционной пары увеличивается радиальный зазор и соответственно возрастают свободный ход ленты и угол поворота тормозной рукоятки. При чрезмерном увеличении угла поворота рукоятки необходимо регулировать радиальный зазор между шкивом и тормозными колодками.

Согласно формуле (XII.9), усилие на рукоятке тормоза зависит от отношения радиуса кривошипа и длины тормозного рычага. С уменьшением этого отношения усилие, необходимое для торможения, снижается. Наибольшая длина рычага составляет примерно 1500 мм и ограничивается удобством управления рукоят-

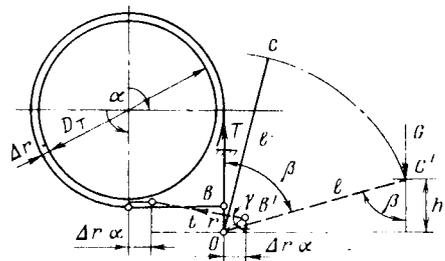


Рис. XII.5. Схема усилий, действующих на ленточный тормоз

кой. Радиус кривошипа составляет не менее 40 мм и должен быть достаточным для создания радиального зазора между тормозным шкивом и колодками при растормаживании. Усилие на рукоятке тормоза, согласно ГОСТ 12.2.041—79, не должно превышать 250 Н.

§ 5. ДИНАМИКА ТОРМОЖЕНИЯ. БЕЗОПАСНЫЕ СКОРОСТИ СПУСКА

Динамические нагрузки, испытываемые тормозом буровой лебедки, обусловлены снижением скорости поступательно движущихся и вращающихся масс. На рис. XII.6 показаны моменты сил, действующие на тормоз в период торможения. Статический момент $M_{ст}$ направлен в сторону вращения барабана лебедки, тормозной момент $M_{т}$ — против вращения и в рассматриваемой схеме лебедки действует при спуске по часовой стрелке, а при подъеме — против часовой стрелки. Если за условное положительное направление принять действие моментов, направленных против часовой стрелки, то уравнения вращательного движения можно написать в следующем виде:

$$\text{для торможения при спуске} \\ I\epsilon = M_{ст} - M_{т, сп}, \quad (\text{XII.9})$$

$$\text{для торможения при подъеме} \\ -I\epsilon = -M_{ст} + M_{т, п}, \quad (\text{XII.10})$$

где I — приведенный к валу барабана лебедки момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс; ϵ — угловое замедление вала барабана лебедки; $M_{ст}$ — статический момент; $M_{т, сп}$ и $M_{т, п}$ — тормозные моменты соответственно при спуске и подъеме.

Приведенный момент инерции определяется из равенства кинетической энергии приведенной массы и фактически распределенных масс с учетом потерь на трение. Для упрощения расчетов можно пренебречь кинетической энергией канатных шкивов, не имеющей существенного влияния. В этом случае справедливо равенство

$$I\omega^2/2 = I_0\omega^2/2 + m v^2 \eta_{т.с}/2, \quad (\text{XII.11})$$

где ω — угловая скорость вала барабана; $m = (G_{т.с} + G_{т})/g$ — масса подвижных частей талевого механизма и подвешенной колонны труб; v — скорость поступательно движущихся масс; $\eta_{т.с}$ — к.п.д. талевого механизма.

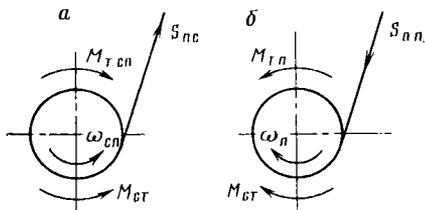


Рис. XII.6. Моменты сил, действующих на тормоз в период торможения: а — спуск; б — подъем; $S_{пв}$ и $S_{пп}$ — натяжение подвижного конца соответственно при спуске и подъеме

Из рассматриваемого равенства приведенный к валу барабана момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс

$$I = I_6 + m(v/\omega)^2 \eta_{т.с.}$$

Так как зависимость между скоростями барабана лебедки и крюка

$$v = \omega D_{ср} / 2i_{т.с.},$$

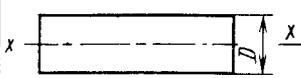
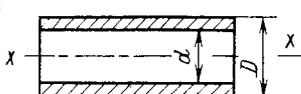
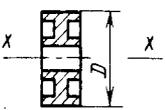
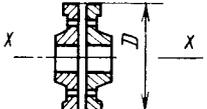
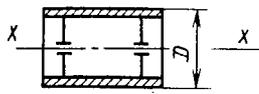
полученную формулу можно представить в следующем виде:

$$I = I_6 + \frac{mD_{ср}^2}{4i_{т.с.}^2} \eta_{т.с.} \quad (\text{XII.12})$$

где $D_{ср}$ — средний диаметр навивки каната на барабан; $i_{т.с.}$ — кратность оснастки талевого механизма.

Формулы для определения моментов инерции некоторых типовых деталей приведены в табл. XII.4. Для деталей и узлов

Т а б л и ц а XII.4. Моменты инерции деталей машин

Деталь	Форма детали	Момент инерции
Сплошной цилиндр		$GD^2/8g$
Полый цилиндр		$G(D^2 - d^2)/8g$
Шкив, блок, шестерня		$GD^2/7g$
Муфта		$GD^2/9g$
Барабан		$GD^2/6g$

сложной конструкции момент инерции определяется экспериментальным путем и по маховому моменту

$$I = GD^2/4g \approx GD^2/40,$$

где GD^2 — маховый момент относительно оси вращения, равный произведению приведенного веса вращающихся деталей подъемного вала на квадрат диаметра приведения, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$ (например, маховый момент барабана буровой лебедки ЛБУ-1200 К вместе с подъемным валом и другими вращающимися деталями $G_6D^2 = 7 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$).

При равномерном торможении угловое замедление вала барабана лебедки

$$\varepsilon = (\omega_k - \omega_n)/t_T,$$

где ω_n и ω_k — начальная и конечная угловая скорость вала барабана лебедки, с^{-1} ; t_T — время торможения, с.

В результате торможения конечная скорость становится равной нулю, тогда имеем

$$\varepsilon = -\omega_n/t_T = -\pi n/30t_T,$$

где n — начальная частота вращения вала барабана, об/мин.

Статический момент с учетом к.п.д. талевого механизма при спуске

$$M_{\text{ст. сп}} = (G + G_T) D_{\text{ср}} \eta_{\text{тс}} / 2i_{\text{т. с}};$$

при подъеме

$$M_{\text{ст. п}} = (G + G_T) D_{\text{ср}} / 2i_{\text{т. с}} \eta_{\text{т. с}}.$$

Тормозной момент при спуске из формулы (XII.9)

$$M_{\text{т. сп}} = M_{\text{ст}} - I\varepsilon.$$

После подстановки значений I , ε и $M_{\text{ст}}$ имеем

$$M_{\text{т. сп}} = \frac{(G - G_T) D_{\text{ср}}}{2i_{\text{т. с}}} \eta_{\text{т. с}} + \frac{G_6 D^2 \pi n}{4g 30 t_T} + \frac{G + G_T}{g} \frac{D_{\text{ср}}}{4i_{\text{т. с}}^2} \eta_{\text{тм. с}} \frac{\pi n}{30 t_T}.$$

Учитывая, что $\pi/4g30 \approx 1/375$, полученную формулу можно представить в более удобном для практических расчетов виде

$$M_{\text{т. сп}} = \frac{(G + G_T) D_{\text{ср}}}{2i_{\text{т. с}}} \eta_{\text{тм. с}} + \frac{G_6 D^2 n}{375 t_T} + \frac{(G + G_T) D_{\text{ср}} n}{375 i_{\text{т. с}}^2 t_T} \eta_{\text{т. с}}. \quad (\text{XII.13})$$

Аналогичным путем из формулы (XII.10) определяется тормозной момент при подъеме

$$M_{\text{т. п}} = \frac{(G + G_T) D_{\text{ср}}}{2i_{\text{т. с}} \eta_{\text{т. с}}} - \frac{G_6 D^2 n}{375 t_T} - \frac{(G + G_T) D_{\text{ср}} n}{375 i_{\text{т. с}}^2 \eta_{\text{т. с}} t_T}. \quad (\text{XII.14})$$

Т а б л и ц а XII.5 Расчет предельной скорости спуска колонн труб

Исходные и расчетные величины	Обозначение	Способ определения	Численное значение
Вес, Н:			
обсадной колонны	$G_{ок}$	Задано	$12 \cdot 10^5$
бурильной колонны	$G_{бк}$	»	$8 \cdot 10^5$
подвижных частей	$G_{т}$	»	$6 \cdot 10^4$
Кратность оснастки	$i_{т.с}$	»	8
Средний диаметр навивки каната, м	$D_{ср}$	»	0,78
Маховый момент барабана, Н·м ²	$G_б D^2$	»	$7 \cdot 10^4$
Тормозной момент, Н·м	$M_{т}$	По табл. XII.3	$90 \cdot 10^3$
К. п. д.			
талевого механизма	$\eta_{тс}$	По табл. XVI.7	0,88
подъемного вала	$\eta_{пв}$	То же	0,97
подъемного механизма	η	$\eta = \eta_{т.с} \eta_{пв}$	0,85
Время торможения, с	$t_{т}$	Принимаем	2
Коэффициент запаса торможения	$k_{т}$	»	1,5
Статический момент вращения при спуске колонны, Н·м:			
обсадной	$M'_{с.ст}$	$M'_{с.ст} = \frac{(G_{ок} + G_{т}) D_{ср}}{2i_{т.с}} \eta$	$51,6 \cdot 10^3$
бурильной	$M''_{с.ст}$	$M''_{с.ст} = \frac{(G_{бк} + G_{т}) D_{ср}}{2i_{т.с}} \eta$	$35,3 \cdot 10^3$
Приведенный момент инерции, кг·м ² :			
обсадной колонны	I'	$I' = \frac{G_б \cdot D^2}{40} + \frac{(G_{ок} + G_{т}) D_{ср}^2}{4qi_{т.с}^2}$	$2,76 \cdot 10^3$
бурильной колонны	I''	$I'' = \frac{G_б \cdot D^2}{40} + \frac{(G_{бк} + G_{т}) D_{ср}^2}{4qi_{т.с}^2}$	$2,44 \cdot 10^3$
Предельная частота вращения барабана лебедки при спуске колонны, об/мин:			
обсадной	n'	$n' = \frac{M_{т} - M'_{с.ст}}{0,1I'} t_{т}$	58
бурильной	n''	$n'' = \frac{M_{т} - M''_{с.ст}}{0,1I''} t_{т}$	200

Продолжение табл. XII.5

Исходные и расчетные величины	Обозначение	Способ определения	Численное значение
Предельная скорость спуска колонны, м/с:			
обсадной	v'	$v' = \frac{\pi D_{\text{ср}} n'}{60 i_{\text{T. c}}}$	0,30
бурильной	v''	$v'' = \frac{\pi D_{\text{ср}} n''}{60 i_{\text{T. c}}}$	1,02

Из выражений (XII.13) и (XII.14) следует, что динамические моменты, обусловленные инерцией вращающихся и поступательно движущихся масс, приводят к увеличению тормозного момента при спуске и облегчают работу тормоза при подъеме. С увеличением скорости спуска и уменьшением продолжительности торможения тормозной момент, необходимый для остановки лебедки, возрастает. Для безопасного торможения следует ограничить величину тормозного момента, необходимого для остановки спускаемого груза:

$$M_{\text{T. сп}} = M_{\text{T}}/k_{\text{T}},$$

где M_{T} — тормозной момент ленточного тормоза буровой лебедки; k_{T} — запас торможения.

Предельную частоту вращения подъемного вала лебедки при спуске в зависимости от нагрузки на крюке и продолжительности торможения можно определить, пользуясь рассматриваемым условием из уравнения (XII.13):

$$n = \frac{\frac{M_{\text{T}}}{k_{\text{T}}} - \frac{(G + G_{\text{T}}) D_{\text{ср}}}{2i_{\text{T. c}}} \eta_{\text{T. c}}}{\frac{G_0 D^2}{375} + \frac{(G + G_{\text{T}}) D_{\text{ср}}}{375 i_{\text{T. c}}^2}} t_{\text{T}}. \quad (\text{XII.15})$$

Из полученной формулы следует, что при неизменной продолжительности торможения для сохранения запаса торможения необходимо по мере увеличения нагрузки на крюке снижать скорость спуска. Выражение (XII.15) используется для расчета безопасных скоростей спуска, принимаемых при регулировании режима работы вспомогательного тормоза буровой лебедки в процессе спуска колонн бурильных и обсадных труб различной массы. В табл. XII.5 приведен пример расчета предельных скоростей спуска, ограниченных постоянным запасом торможения.

§ 6. НАГРЕВ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОРМОЗА

Энергия движущейся колонны труб и вращающихся масс лебедки в процессе торможения переходит в тепловую энергию и вызывает нагрев тормоза. Как указывалось ранее, при чрезмер-

ном нагреве нарушается нормальная работа тормоза, снижается долговечность его шкивов и фрикционных колодок. Вследствие неравномерного распределения температуры в сечениях шкива возникают термические напряжения. Многократные повторные термические напряжения приводят к термической усталости, сходной с механической усталостью. Трещины, образующиеся в результате термической усталости, приводят к постепенному разрушению тормозных шкивов, что опасно для обслуживающего персонала.

Ремонтные работы, связанные с заменой тормозных шкивов лебедки, приводят к длительным простоям буровой установки и значительным материальным и трудовым затратам. Поэтому нагрев тормозных шкивов должен быть ограничен температурой, не вызывающей чрезмерных термических напряжений и одновременно не допускающей нарушения условий нормальной работы фрикционной пары. Для этого необходимо обеспечить достаточное охлаждение шкивов.

Количество теплоты, возникающей при одном торможении (в Дж), определяется кинетической энергией поступательно движущихся и вращающихся масс и изменением потенциальной энергии колонны труб:

$$W = \left[(G + G_T) s + \frac{(G + G_T) v^2}{2g} + \frac{I_6 \omega^2}{2} \right] \eta, \quad (\text{XII.16})$$

где s — путь торможения, м; v — скорость поступательно движущихся масс, м/с; $\omega = 2v i_{TC} / D_{CP}$ — угловая скорость барабана лебедки, с⁻¹; η — к.п.д. подъемного механизма, учитывающий потери на преодоление сопротивлений в талевом механизме, опорах и передачах подъемного вала.

В практических расчетах работу единичного торможения удобно определять по формуле

$$W = \int_0^{t_T} M_{T, \text{сн}} \omega dt, \quad (\text{XII.17})$$

где ω — угловая скорость подъемного вала, с⁻¹; t_T — время торможения, с.

Из уравнения вращательного движения

$$M_{T, \text{сн}} = M_{CT} + I\omega/t_T, \quad (\text{XII.18})$$

откуда

$$\omega = (M_{T, \text{сн}} - M_{CT}) t_T / I.$$

Подставляя значение угловой скорости в выражение (XII.17), после интегрирования получаем

$$W = M_{T, \text{сн}} \frac{M_{T, \text{сн}} - M_{CT}}{2I} t_T^2. \quad (\text{XII.19})$$

Из формулы (XII.18) время торможения

$$t_{\tau} = \pi n I / 30 (M_{\tau, \text{сп}} - M_{\text{ст}}). \quad (\text{XII.20})$$

После подстановки t_{τ} в уравнение (XII.19)

$$W = \frac{M_{\tau, \text{сп}}}{M_{\tau, \text{сп}} - M_{\text{ст}}} \frac{\pi^2 I n^2}{2 \cdot 30^2}.$$

С учетом того, что $\pi^2/2 \cdot 30^2 = 1/183$, получим

$$W = \frac{1}{1 - M_{\text{ст}}/M_{\tau, \text{сп}}} \frac{I n^2}{183}. \quad (\text{XII.21})$$

Для остановки лебедки тормозной момент ленточного тормоза должен превышать статический момент, обусловленный нагрузкой на крюке. Отношение $M_{\tau, \text{сп}}/M_{\text{ст}} = k_{\tau}$ определяет запас торможения, тогда

$$W = \frac{1}{1 - 1/k_{\tau}} \frac{I n^2}{183} = \rho \frac{I n^2}{183}, \quad (\text{XII.22})$$

где $\rho = \frac{1}{1 - (1/k_{\tau})} > 1$ определяет соотношение между кинетической энергией движущихся масс и работой торможения [2]. Из полученной формулы следует, что возникающее при торможении количество теплоты увеличивается с возрастанием запаса кинетической энергии движущихся масс. Одновременно с повышением запаса торможения возрастает доля потенциальной энергии спускаемого груза, затрачиваемая на трение и нагрев фрикционной пары.

Если пренебречь отдачей теплоты в окружающую среду в период торможения, то температуру нагрева шкива в результате торможения можно определить из формулы

$$W = mC (T_{\text{к}} - T_{\text{н}}),$$

где m — масса тормозных шкивов, кг; C — удельная теплоемкость материала шкивов (для стали $C = 500$ Дж/(кг·К)); $T_{\text{н}}$ и $T_{\text{к}}$ — абсолютные начальная и конечная температуры шкива, К.

Согласно рассматриваемой формуле, температура шкивов в конце торможения

$$T_{\text{к}} = W/mC + T_{\text{н}}.$$

Теплота, накопившаяся за время торможения, отводится от тормоза лучеиспусканием и конвективным теплообменом с окружающей средой

$$W_{\text{охл}} = W_{\text{л}} + W_{\text{к}},$$

где $W_{\text{л}}$ и $W_{\text{к}}$ — количество теплоты, отводимой в окружающую среду соответственно лучеиспусканием и конвекцией, Дж.

На основании уравнения лучистого теплообмена

$$W_{\text{л}} = (C_1 F_1 t_{\text{охл}} + C_2 F_2 t_{\text{охл}}) \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (\text{XII.23})$$

где $C_1 = 1,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — постоянная (коэффициент) излучения от полированной поверхности; $C_2 = 5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — то же, для матовой поверхности; F_1 — площадь цилиндрической поверхности тормозных шкивов, не закрытая тормозными колодками, м^2 ; F_2 — площадь боковых поверхностей тормозных шкивов, м^2 ; $t_{\text{охл}}$ — время охлаждения, с; T_1 — максимально допускаемая абсолютная температура нагрева для выбранной фрикционной пары, К; T_2 — абсолютная температура окружающей среды, К.

Количество теплоты, отводимое конвекцией:

$$W_{\text{к}} = \alpha (F_1 + F_2) (T_1 - T_2) t_{\text{охл}}, \quad (\text{XII.24})$$

где $\alpha = 5,8 \div 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ — коэффициент теплопередачи, характеризующий условия теплообмена между поверхностью и окружающей средой; T_1 — допускаемая температура нагрева для выбранной фрикционной пары, К; T_2 — температура окружающей среды, К.

При вращении шкива коэффициент теплопередачи возрастает [2]:

$$\alpha_1 = 7,15 v_{\text{ш}}^{0,78},$$

где $v_{\text{ш}}$ — скорость поверхности охлаждения шкива, м/с.

Так как $v = \omega R$, то количество теплоты, отводимой от боковых поверхностей шкивов, будет увеличиваться пропорционально диаметру их элементарных кольцевых участков.

При рассмотрении теплового режима ленточного тормоза буровых лебедок необходимо учитывать продолжительность нагрева и охлаждения тормозных шкивов, обусловленную технологией спуско-подъемных операций. Время охлаждения тормозных шкивов лебедки определяется продолжительностью машинно-ручных операций, выполняемых после торможения: установка колонны труб на клинья или элеватор; подъем незагруженного элеватора; вынос свечи с подсвечника; подвод свечи к устью скважины и свинчивание; освобождение клиньев или элеватора; спуск свечи. Время, необходимое для выполнения указанных операций, зависит от степени их механизации и квалификации буровой бригады. Продолжительность торможения в среднем составляет 3—4 с.

В основу теплового расчета ленточного тормоза буровых лебедок положено уравнение теплового баланса

$$W = W_{\text{охл}} = W_{\text{л}} + W_{\text{к}}. \quad (\text{XII.25})$$

При этом принимаются следующие основные допущения:

в период торможения тепло поглощается тормозными шкивами и не происходит отдачи тепла во внешнюю среду;

температура всей поверхности шкива принимается одинаковой и влияние температурного градиента не учитывается;

разность температур шкивов и внешней среды за период охлаждения принимается постоянной.

Сравнивая количество теплоты, поглощаемое тормозом за одно торможение [формула (XII.21)] при экстремальном режиме спуска ($M_{ст}$ и n — максимальные), с количеством теплоты, одновременно отводимым лучеиспусканием [формула (XII.23)] и конвекцией [формула (XII.24)], можно установить, достаточна ли площадь поверхностей охлаждения тормозных шкивов. Если условие (XII.25) не соблюдается и $W > W_{охл}$, то необходимо увеличить отвод тепла путем оребрения поверхностей шкивов либо искусственным их охлаждением. Отвод тепла с поверхности трения может быть улучшен при изготовлении тормозных шкивов из материалов, обладающих высокой теплопроводностью.

Рассматриваемый метод теплового расчета не претендует на получение точных результатов и используется для предварительных оценок теплового режима ленточного тормоза буровых лебедок. Более достоверные результаты могут быть получены на основе модельных и натурных испытаний.

§ 7. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ТОРМОЗ БУРОВОЙ ЛЕБЕДКИ

Гидродинамические тормоза буровых лебедок, используемые для ограничения скорости спуска бурильных и обсадных труб в скважину, представляют собой лопаточное гидравлическое устройство, состоящее из вращающегося ротора и неподвижного статора, рабочая полость которых заполнена жидкостью. Гидродинамический тормоз действует подобно гидромуфте в тормозном режиме, при котором турбинное колесо заклинивается и скольжение становится равным 100 %. При вращении радиальные лопатки ротора отбрасывают жидкость от центра к периферии и направляют ее на лопатки статора. Пройдя по межлопаточным каналам статора, жидкость вновь попадает на лопатки ротора и, таким образом, устанавливается замкнутая циркуляция жидкости между ротором и статором.

Силы гидравлических сопротивлений, обусловленные трением жидкости в межлопаточных каналах и потерей напора на удары в вихревых зонах между лопатками ротора и статора, создают тормозной момент, противодействующий вращению ротора. Величина тормозного момента зависит от диаметра и частоты вращения ротора и регулируется уровнем наполнения гидродинамического тормоза рабочей жидкостью. Механические потери, вызываемые трением в опорах и уплотнениях вала ротора, не влияют существенно на величину тормозного момента. Механическая энергия, поглощаемая в процессе торможения, превращается в тепловую и вызывает нагрев рабочей жидкости и деталей гидродинамического тормоза.

Допустимая температура нагрева зависит от физических свойств рабочей жидкости. При использовании воды температура нагрева не должна превышать 90 °С, так как при температуре,

более близкой к точке кипения, возникает угроза кавитации. Для охлаждения рабочей жидкости используется холодильник, который одновременно служит для регулирования уровня наполнения тормоза жидкостью.

Ротор гидродинамического тормоза (рис. XII.7) состоит из вала 8 и отлитого из чугуна двухлопастного насосного колеса 5 с радиальными плоскими лопатками, наклоненными под углом 45° в сторону их рабочего вращения, совпадающего с направлением вращения барабана лебедки при спуске. Толщина лопаток определяется из требований литейного производства и в зависимости от диаметра ротора составляет 12—25 мм. Число лопаток принимается равным 20—28. Дальнейшее увеличение числа лопаток существенно не влияет на величину тормозного момента и приводит к неоправданному увеличению массы гидродинамического тормоза.

Для предохранения от проворачивания под действием крутящих моментов, передаваемых ротором, насосное колесо соединяется с валом ротора прессовой посадкой и шпонкой.

Статор 6 состоит из двух симметричных частей, образующих корпус гидродинамического тормоза со стойками 1 для крепления к раме буровой лебедки. Обе части статора отливаются из чугуна. Они имеют радиальные лопатки, наклоненные в сторону, противоположную наклону лопаток насосного колеса. Вал 8 на роликоподшипниках 3, 9 и фланцевых стаканах 4 и 7 устанавливается в сквозных расточках статоров. Соосность отверстий обеспечивается центрирующим буртиком в соединении статоров. Стыкуемые плоскости статоров уплотняются паронитовой либо картонной прокладкой 13, затягиваемой крепежными болтами 12.

В рассматриваемой конструкции вал ротора устанавливается на роликовом радиальном и радиально-сферическом двухрядном подшипнике в отличие от более распространенных конструкций, в которых оба подшипника роликовые радиальные. Осевое положение вала фиксируется радиально-сферическим подшипником, наружное кольцо которого затягивается торцевой крышкой с регулировочной прокладкой, а внутреннее — закрепительной втулкой 2. Свобода противоположного конца вала обеспечивается перемещением роликов по беговой дорожке внутренней обоймы подшипника.

Осевые зазоры между ротором и статором составляют 4—4,5 мм и регулируются набором металлических прокладок, установленных между фланцевыми стаканами и наружными торцами отверстий статоров. Подшипники вала смазываются консистентной смазкой, набиваемой ручным шприцем через масленки. Для предупреждения утечек масла фланцевые стаканы и крышка снабжены щелевыми (жировыми) канавками. Выводной конец вала используется для сцепной муфты, соединяющей гидродинамический тормоз с подъемным валом буровой лебедки. Для уплотнения вращающегося вала применяются сальниковые и торцевые уплотнения.

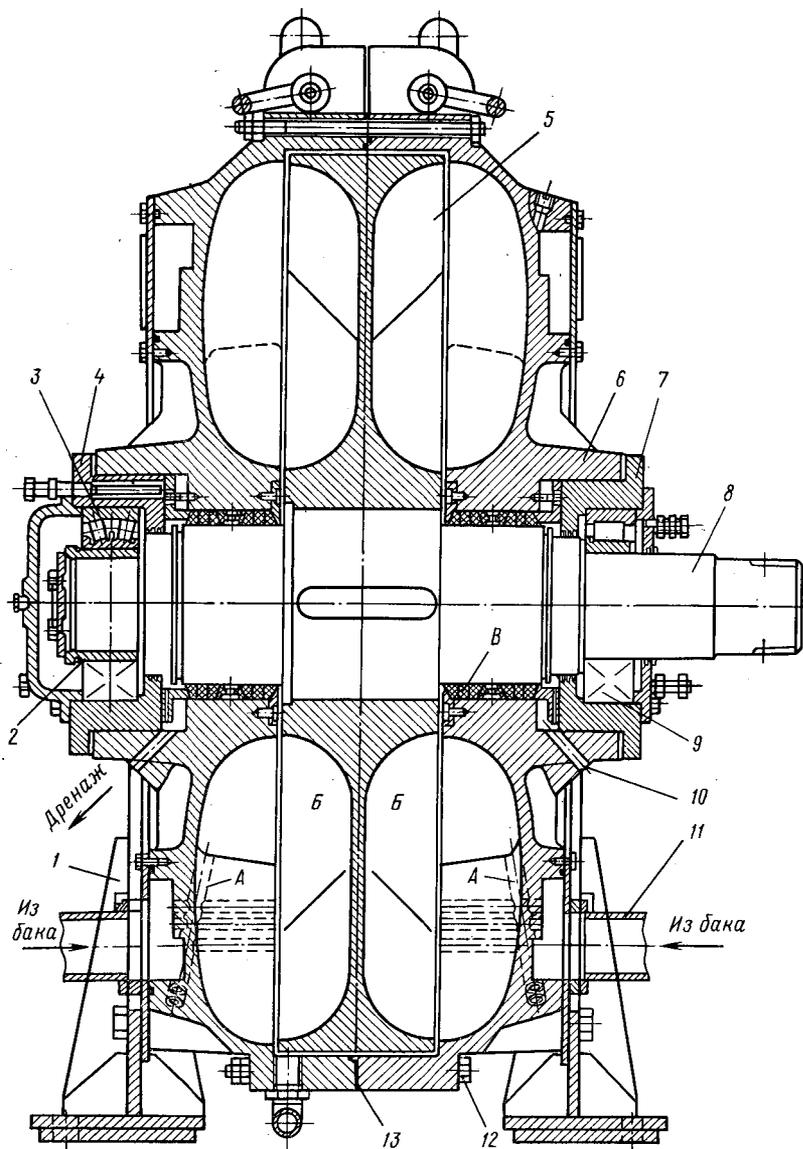


Рис. XII.7. Гидродинамический однороторный тормоз буровой лебедки

Сальниковые уплотнения благодаря простоте и дешевизне более широко распространены и состоят из плетеной асбестопроволочной набивки *B*, промежуточной распорной втулки, грундебуксы и нажимных болтов с контргайками. Износ сальникового уплотнения контролируется по утечке рабочей жидкости через ка-

налы 10. При чрезмерной утечке сальники равномерно подтягиваются нажимными болтами. Нельзя допускать перетяжки сальника, так как это приводит к перегреву и преждевременному выходу сальника из строя.

Для повышения долговечности сальники вала ротора регулярно смазываются графитовой смазкой, подаваемой через масленки. Смазка снижает коэффициент трения, и в результате этого уменьшаются нагрев и износ сальника. Сальниковую набивку осматривают и заменяют после снятия фланцевых стаканов. Для ускорения этих операций используются два болта, вставляемые в резьбовые отверстия фланца стакана. При ввинчивании болтов фланцевый стакан вместе с подшипником и крышкой снимают с вала ротора. Известны конструкции гидродинамических тормозов, в которых подшипники вала установлены на выносных опорах. Вследствие этого улучшается доступ для осмотра и замены сальниковых набивок, а подшипники вала полностью изолируются от рабочей жидкости. Недостаток этих конструкций — увеличение длины вала, требующее для установки тормоза соответствующего удлинения рамы лебедки.

В качестве рабочей жидкости обычно используют воду, поступающую из холодильника через патрубки 11 в кольцевые камеры статора. По радиальным и тангенциальным каналам *A* в теле и лопатках статоров вода направляется в межлопаточные полости *B* тормоза. Тангенциально направленный поток способствует самовсасыванию, и поэтому поступающая из холодильника вода интенсивно перемешивается с горячей водой в полости тормоза, нагреваемой в результате торможения. Для увеличения проточных сечений тормоза часть лопаток ротора укорочена.

Из гидротормоза вода отводится в холодильник через верхний патрубок. Необходимый для этого напор создается углублениями на наружной цилиндрической поверхности ротора либо сужением радиального зазора между ротором и статором у верхнего патрубка, что достигается смещением фланцевых стаканов подшипников ротора относительно оси статора (эксцентриситет равен 6 мм). После охлаждения жидкость самотеком переливается из холодильника в гидротормоз. Создаваемый тормозной момент зависит от уровня воды в холодильнике, устанавливаемого с помощью ступенчатых и бесступенчатых регуляторов.

На рис. XII.8 показан ступенчатый регулятор уровня, который состоит из вертикальной трубы 8, установленной в холодильнике 1. По высоте трубы 8 смонтированы шесть переливных клапанов 7, управляемых рукоятками 9. При повороте рукоятки эксцентрик с прорезью выдвигает шток 10 и открывает клапан сливного отверстия, на уровне которого холодильник и сообщающийся с ним тормоз заполняются водой. Для предотвращения опорожнения холодильника в случае прекращения подачи воды вентиль 6 водопровода устанавливается на высоте 600 мм от дна холодильника.

Нагретая вода поступает в холодильник через патрубок 2 и по патрубку 3 направляется в тормоз. Вода, поступающая в холо-

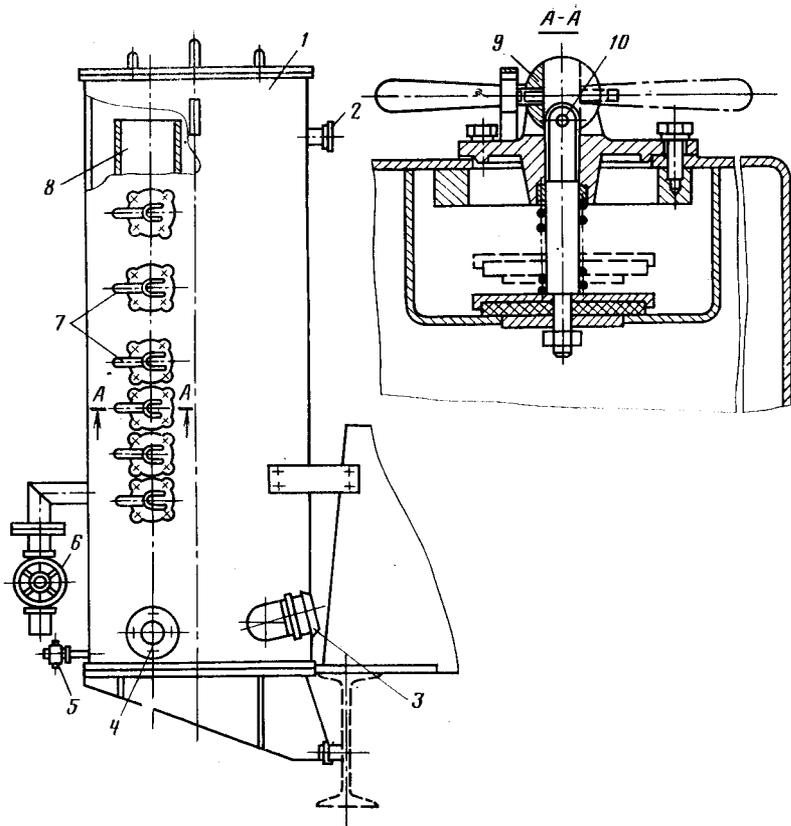


Рис. XII.8. Ступенчатый регулятор уровня жидкости тормоза

дильник сверх установленного уровня, сливается через патрубок 4 на трубе 8. Кран 5 используется для слива воды.

Бесступенчатый регулятор уровня жидкости (рис. XII.9) Волгоградского завода буровой техники имеет поворотную трубу 3, установленную в холодильнике 2. Уровень жидкости в холодильнике и тормозе 1 регулируется углом наклона трубы, поворачиваемой рычагом 5. Вода, поступающая в холодильник сверх установленного уровня, через верхний торец поворотной трубы 3 и трубу 4 сливается в приемную емкость. В бесступенчатых регуляторах завода им. лейт. Шмидта используется поворотная труба складывающейся конструкции, позволяющая уменьшить габариты холодильника. В зарубежных гидродинамических тормозах уровень жидкости регулируется встроенным в холодильник сливным дроссельным клапаном [43].

Гидродинамический тормоз используется при спуске бурильных труб, когда вес колонны превышает 100—200 кН. При подъеме труб и спуске незагруженного элеватора гидродинамический тор-

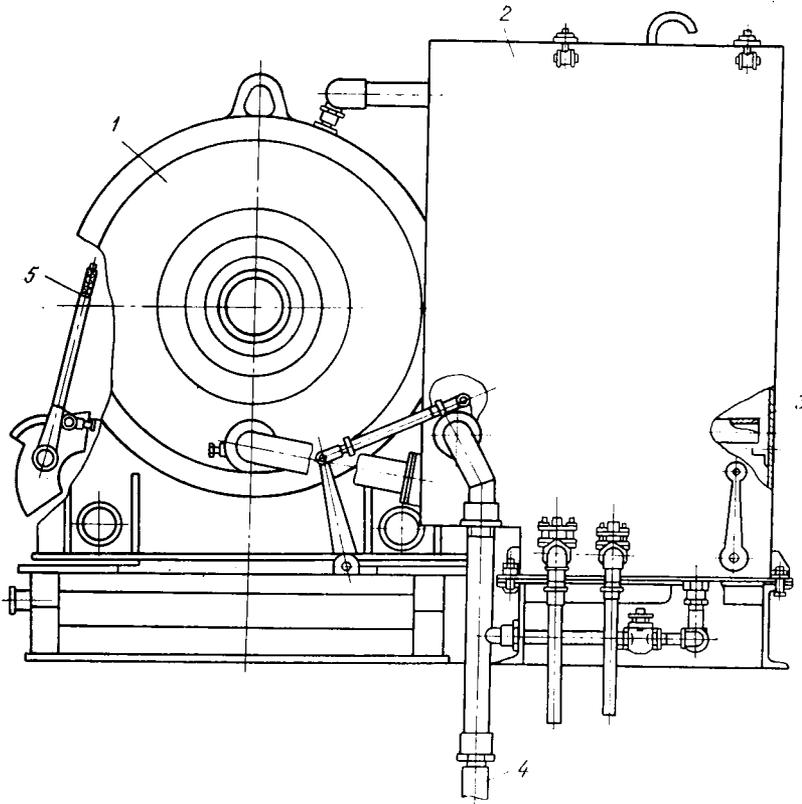


Рис. XII.9. Бесступенчатый регулятор уровня жидкости в гидродинамическом тормозе

моз необходимо отключать, так как действие его является отрицательным. При подъемных операциях работа гидродинамического тормоза вызывает излишние затраты мощности и износ уплотнений и подшипников вала ротора, что сокращает срок службы тормоза. При спуске незагруженного элеватора скорость спуска уменьшается и в результате этого возрастает общая продолжительность спуско-подъемных операций.

Для сокращения времени, затрачиваемого на частые включения и отключения, подъемный вал лебедки соединяется с валом гидродинамического тормоза посредством сцепных муфт. Наиболее эффективна фрикционная муфта, позволяющая оперативно соединять тормоз с лебедкой при спусках буровых свечей.

Техническая характеристика гидродинамических тормозов [1, 43]

Тип тормоза	УТГ-1000	УТГ-1450	ТГ-1-1200	ШТГ-1-1200
Активный диаметр ротора, мм	1000	1450	1200	1200

Число роторов	2	1	1	1
Максимальная частота вращения ротора, об/мин	500	400	400	400
Тормозной момент, кН·м: при 250 об/мин	20	110	45	45
максимально допустимый	50	170	50	50
Масса тормоза, кг	3306	5200	3600	2730
Габариты тормоза, мм:				
высота	1590	1870	1750	1810
ширина	—	1680	1610	1575
длина	1435	1533	1090	1138
Регулирование наполнением	Ступенчатое		Бесступенчатое	
Полезный объем регулятора уровня воды, м ³	0,4	0,8	0,52	0,5
Масса регулятора, кг	245	426	328	215
Габариты регулятора, мм:				
высота	1950	2466	1925	1750
ширина	478	1094	950	910
длина	—	1062	1400	1075

Примечание: УТГ — гидродинамический тормоз УЗТМ; ТГ — гидродинамический тормоз ВЗБТ; ШТГ — гидродинамический тормоз завода им. лейт. Шмидта.

§ 8. ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ВНЕШНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТОРМОЗОВ

Гидродинамические тормоза характеризуются внутренними и внешними показателями. К внутренним показателям относятся расход и напор рабочей жидкости, циркулирующей в межлопаточной полости гидродинамического тормоза. Гидравлическая мощность, тормозной момент и угловая скорость — внешние показатели гидродинамического тормоза.

Гидравлическая мощность тормоза (в Вт)

$$N = \rho g Q H, \quad (\text{XII.26})$$

где ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; Q — расход рабочей жидкости, равный объему рабочей жидкости, протекающему через лопастную систему в единицу времени, м³/с; H — напор рабочей жидкости, м.

Тормозной момент, создаваемый гидродинамическим тормозом (в Н·м);

$$M_T = \rho g Q H / \omega,$$

где ω — угловая скорость, с⁻¹

Для практических расчетов и изучения внешней характеристики гидродинамических тормозов пользуются формулами тормозного момента, известными из теории лопастных гидромашин:

$$M_T = \lambda'_m \rho (D^5 - d^5) \omega^2; \quad (\text{XII.27})$$

$$M_T = \lambda_m \rho (D^5 - d^5) n^2, \quad (\text{XII.28})$$

где $\lambda_m \approx 100 \lambda'_m$ — коэффициент гидравлического момента; D — наружный диаметр образующегося при вращении ротора кольца

жидкости, принимаемый равным диаметру ротора, м; d — внутренний диаметр кольца жидкости, зависящий от уровня наполнения тормоза, м; n — частота вращения ротора, об/мин.

Коэффициент гидравлического момента λ определяется экспериментально и является безразмерной величиной, зависящей от формы рабочей полости, геометрических параметров и числа лопаток гидродинамического тормоза. С увеличением λ возрастает тормозной момент гидродинамического тормоза при одинаковых диаметре и частоте вращения его ротора.

Коэффициенты гидравлического момента рассматриваемых тормозов при полном наполнении приведены ниже:

УТГ-1000	0,32
УТГ-1450	0,27
ТГ-1200	0,29
ШТГ-1-1200	0,29

Из формулы (XII.28) видно, что тормозной момент изменяется в зависимости от внутреннего диаметра водяного кольца и частоты вращения ротора. При полном наполнении величина d снижается до минимума и тормозной момент достигает наибольших значений. По мере опорожнения гидродинамического тормоза внутренний диаметр водяного кольца увеличивается и это приводит к снижению тормозного момента. Общий недостаток гидродинамических тормозов — уменьшение тормозного момента с понижением частоты вращения ротора. При неподвижном роторе ($n=0$) тормозной момент равен нулю. Из этого следует, что гидродинамический тормоз не способен затормозить лебедку до полной ее остановки.

Внешней характеристикой гидродинамического тормоза называют зависимость тормозного момента от частоты вращения ротора при постоянном уровне наполнения. Согласно формулам (XII.27), (XII.28), внешняя характеристика тормоза графически изображается квадратичной параболой, проходящей через начало координат. На рис. XII.10 показана внешняя характеристика гидродинамического тормоза УТГ-1450. Благодаря логарифмическому масштабу представленные зависимости изображаются прямыми, описываемыми линейным уравнением.

$$\lg M_T = 2 \lg \lambda_{\text{мр}} (D^5 - d^5).$$

Гидродинамические тормоза рассчитываются по различным ме-

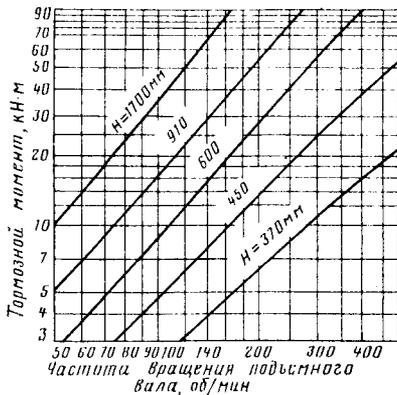


Рис. XII.10. Внешняя характеристика гидродинамического тормоза УТГ-1450:

H — уровень воды, отсчитываемый от нижней плоскости основания стойки

тодикам [43]. Наиболее простой и доступный расчет — методом подобия, обеспечивающим достаточно точное совпадение расчетных и фактических характеристик. При проектировании по методу подобия ориентируются на испытанные конструкции гидродинамических тормозов с известными значениями коэффициентов λ . В качестве характерного размера гидродинамического тормоза выбирают диаметр ротора. При полном наполнении тормозной момент с достаточной точностью определяется формулой

$$M_T = \lambda_m \rho D^5 n^2. \quad (\text{XII.29})$$

Диаметр ротора проектируемого гидродинамического тормоза по методу подобия при заданном коэффициенте λ из выражения (XII.29)

$$D_m = \sqrt[5]{M_m / \lambda_m \rho n_m^2}, \quad (\text{XII.30})$$

где M_m — тормозной момент проектируемой модели, Н·м; n_m — частота вращения, об/мин; λ_m — коэффициент момента тормоза, принятого за прототип.

Остальные размеры проектируемого тормоза определяются путем пересчета всех линейных размеров принятого прототипа пропорционально отношению $a = D_m / D$, где D — диаметр ротора гидродинамического тормоза, принятого за прототип.

В случае изменения диаметра ротора тормозной момент подобного тормоза

$$M' = M (D'/D)^5,$$

где M' и D' — тормозной момент и диаметр нового тормоза; M и D — тормозной момент и диаметр прототипа.

При изменении плотности рабочей жидкости тормозной момент можно рассчитать, пользуясь уравнением подобия

$$M' = M \rho' / \rho,$$

где ρ' — измененная плотность рабочей жидкости.

§ 9. СОГЛАСОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО И ЛЕНТОЧНОГО ТОРМОЗОВ

Для ускорения спуска и безопасной остановки колонн бурильных и обсадных труб необходимо обеспечить согласованную работу гидродинамического и ленточного тормозов буровой лебедки. Угловое ускорение и скорость подъемного вала лебедки при спуске с использованием гидродинамического тормоза определяются из уравнения вращательного движения

$$I \varepsilon = M_{вр} - M_{тг}, \quad (\text{XII.31})$$

где I — момент инерции вращающихся масс лебедки и гидродинамического тормоза; ε — угловое ускорение барабана лебедки и ротора тормоза; $M_{вр}$ — вращающий момент, создаваемый под дей-

ствием спускаемых масс; $M_{\text{тр}}$ — тормозной момент, создаваемый гидродинамическим тормозом.

Из рассматриваемой формулы

$$\varepsilon = (M_{\text{вр}} - M_{\text{тр}}) / I. \quad (\text{XII.32})$$

Как видно, угловое ускорение пропорционально разности вращающего момента, создаваемого собственным весом спускаемых масс, и тормозного момента гидродинамического тормоза. При этом следует отметить, что уменьшение момента инерции вращающихся масс способствует увеличению ускорения и сокращению продолжительности разгона гидродинамического тормоза.

Вращающий момент, действующий на барабан лебедки, изменяется в зависимости от веса G спускаемой колонны труб:

$$M_{\text{вр}} = (G + G_{\text{т}}) D_{\text{ср}} \eta / 2i_{\text{тс}}. \quad (\text{XII.33})$$

Тормозной момент гидродинамического тормоза в процессе разгона нарастает пропорционально квадрату частоты вращения ротора, как видно из выражения (XII.28). Если в процессе спуска тормозной момент, создаваемый гидродинамическим тормозом, достигает величины действующего вращающего момента, то ускорение становится равным нулю [см. формулу (XII.32)] и дальнейший спуск происходит при равномерном вращении барабана лебедки.

Частота вращения барабана лебедки на участке равномерного спуска определяется из равенства вращающего и тормозного моментов. Пользуясь формулами (XII.33) и (XII.28), из указанного равенства имеем

$$n = \sqrt{\frac{M_{\text{вр}}}{\lambda_{\text{мр}} (D^5 - d^5)}} = \sqrt{\frac{(G + G_{\text{т}}) D_{\text{ср}}}{2\lambda_{\text{мр}} (D^5 - d^5) i_{\text{тс}}} \eta}. \quad (\text{XII.34})$$

В рассматриваемом случае тахограмма спуска состоит из трех участков, соответствующих разгону, установившемуся равномерному движению и остановке спускаемой колонны трубы с помощью ленточного тормоза лебедки. На участке равномерного движения скорость спускаемой колонны труб изменяется в зависимости от уровня наполнения гидродинамического тормоза: с повышением уровня наполнения внутренний диаметр водяного кольца уменьшается и, как следует из формулы (XII.34), снижается частота вращения ротора гидродинамического тормоза и соответственно скорость спускаемой колонны труб.

Для согласования работы гидродинамического и ленточного тормозов лебедки необходимо обеспечить условие: $n \leq n_{\text{пр}}$, где $n_{\text{пр}}$ — предельная частота вращения барабана лебедки, допускаемая по запасу торможения ленточного тормоза.

На рис. XII.11 кривая 5 выражает предельную частоту вращения барабана лебедки в зависимости от веса спускаемой колонны труб при одинаковой продолжительности и постоянном запасе

торможения ленточного тормоза. Кривая 5 построена по ранее приведенной формуле (XII.15), которая после преобразования имеет вид

$$n_{\text{пр}} = \frac{M_{\tau}/k - M_{\text{вр}}}{0,1I} t_{\tau}, \quad (\text{XII.35})$$

где M_{τ} — тормозной момент ленточного тормоза, Н·м; $M_{\text{вр}}$ — вращающий момент, Н·м; k — коэффициент запаса торможения; I — момент инерции вращающихся масс буровой лебедки и гидродинамического тормоза, кг·м²; t_{τ} — время торможения, с.

Кривые 1—4, построенные по формуле (XII.28), выражают зависимость частоты вращения гидродинамического тормоза при различных уровнях наполнения от вращающего момента, действующего на барабан лебедки при спуске. На практике гидродинамическим тормозом начинают пользоваться после спуска первых 20—25 свечей бурильных труб. Первоначально открывается нижний клапан холодильника и устанавливается наименьший уровень H_1 , которому соответствует внутренний диаметр d_1 кольца жидкости, образующегося в гидротормозе. Коэффициент момента при этом составляет λ_{m1} , а частота вращения вала гидротормоза и соответственно скорость спуска в зависимости от веса колонны труб будут возрастать согласно кривой 1.

При весе колонны труб G_1 достигается максимально допустимая скорость спуска v_1 , соответствующая ординате точки пересечения кривых 1 и 5. Дальнейший рост скорости в результате увеличения веса спускаемой колонны труб становится опасным для ленточного тормоза буровой лебедки из-за чрезмерных инерционных нагрузок, возникающих при торможении. Поэтому при наращивании последующей свечи скорость спуска колонны труб необходимо снизить. Для этого посредством переливных клапанов уровень жидкости в холодильнике повышается до следующей отметки H_2 . Согласно кривой 2 изменения частоты вращения вала гидротормоза, полученной по новым расчетным параметрам d_2 и λ_{m2} , при нагрузке P_1 скорость спуска снизится до значения v_2' .

При дальнейшем наращивании колонны скорость спуска будет возрастать по кривой 2. Аналогично предыдущему при достижении нагрузки G_2 и допустимой скорости спуска v_2 , определяемой абсциссой точки пересечения кривых 2 и 5, следует в очередной раз поднять уровень жидкости в холодильнике до отметки H_3 . В результате этого гидротормоз перейдет на другой

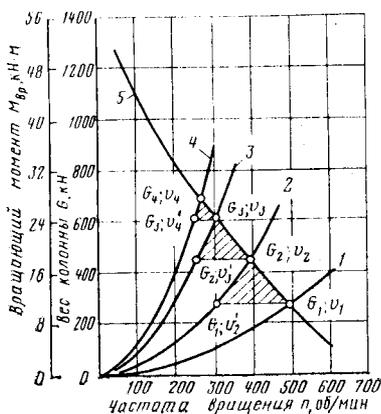


Рис. XII.11. График совместной работы ленточного и гидродинамического тормозов буровой лебедки

режим работы, характеризуемый кривой 3 с изменившимися параметрами d_3 и $\lambda_{м3}$. При нагрузке G_2 скорость спуска снизится с v_2 до v_3' . Дальнейшие режимы спуска определяются кривыми 3 и 4 рассматриваемого рисунка.

Как видно, при использовании гидродинамического тормоза со ступенчатым регулятором уровня скорость спуска по мере увеличения веса колонны труб снижается по непрерывно-ступенчатой кривой. По аналогии со ступенчатым приводом заштрихованные участки на рис. XII.11 пропорциональны недоиспользованной мощности ленточного тормоза буровой лебедки. Для более полного использования ленточных тормозов необходимо увеличить число переливных клапанов на холодильнике. Бесступенчатые холодильники обеспечивают плавное изменение скорости спуска, и благодаря этому при заданном запасе торможения продолжительность спуска колонны труб сокращается до минимума.

§ 10. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ТОРМОЗА

Электромагнитные тормоза, применяемые в буровых лебедках, делятся на индукционные и порошковые.

Индукционный тормоз (рис. XII.12) состоит из корпуса 1, на внутренней цилиндрической поверхности которого располагается обмотка возбуждения 2. В корпусе на подшипниках 6 вращается якорь 4, вал 5 которого при помощи фланцевой муфты 7 соединяется с подъемным валом лебедки. Якорь 4 представляет собой цилиндрическое тело с кольцевой проточкой 3 для циркуляции охлаждающей воды. При включении постоянного тока в обмотку возбуждения возникает магнитное поле, наводящее электродвижущую силу в якоре. В результате взаимодействия тока якоря с магнитным полем возникает тормозной момент, противодействующий вращению подъемного вала лебедки под действием

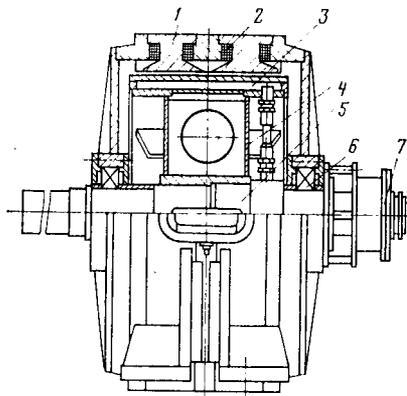


Рис. XII.12. Электромагнитный тормоз буровой лебедки

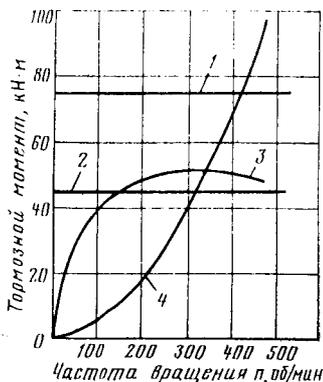


Рис. XII.13. Механические характеристики электромагнитных тормозов

спускаемой колонны труб. Кинетическая энергия спускаемого груза поглощается якорем и вызывает его нагрев. Для снижения температуры нагрева и обеспечения нормальной работы обмоток возбуждения и подшипников электромагнитные тормоза снабжаются воздушным и водяным охлаждением.

Порошковые тормоза отличаются от индукционных тем, что воздушный зазор между статором и якорем заполнен ферромагнитным порошком, повышающим магнитную проницаемость зазора и в результате этого величину создаваемого тормозного момента. Кроме того, посредством порошка образуется механическая связь между статором и якорем тормоза и благодаря этому частота вращения не влияет на величину тормозного момента.

Механические характеристики электромагнитных тормозов выражают зависимость тормозного момента от частоты вращения при заданном токе возбуждения. На рис. XII.13 прямые 1 и 2 выражают характеристику порошковых (ТЭП-7500 и ТЭП-4500), а кривая 3 — индукционного (ЭМТ-4500) тормозов. В отличие от порошкового тормозной момент индукционного тормоза зависит от частоты вращения. Для сравнения на рис. XII.13 изображена кривая 4, характеризующая изменение момента гидродинамического тормоза. Как видно из рисунка, при $n=0$ тормозные моменты индукционного и гидродинамического тормозов равны нулю. Поэтому в отличие от порошкового тормоза они не могут быть использованы для полной остановки и удержания груза на весу. С увеличением частоты вращения тормозной момент индукционного тормоза возрастает быстрее, чем гидродинамического.

Рассматриваемые кривые соответствуют изменению тормозных моментов при определенном уровне тока в обмотке возбуждения индукционного и порошкового тормозов. И если у гидродинамического тормоза момент может изменяться за счет уровня наполнения жидкостью, у электромагнитных это достигается за счет изменения тока возбуждения. При отсутствии тока в обмотке возбуждения тормозной момент равен нулю. С увеличением тока в обмотке возбуждения пропорционально возрастает момент. Указанная особенность электромагнитных тормозов облегчает их управление и создает возможность автоматизации процесса спуска инструмента.

Техническая характеристика индукционных (ЭМТ) и порошковых (ТЭП) тормозов отечественных лебедок приведена ниже.

Тип тормоза . . .	ЭМТ-4500	ЭМТ-7500	ЭМТ-10000	ТЭП-4500	ТЭП-4500
Тормозной момент, кН·м:					
номинальный . . .	45	75	100	45	75
пусковой	60	95	120	60	80
остаточный	—	—	—	0,45	—
Номинальная частота вращения, об/мин	500	500	200	500	500
Напряжение возбуждения, В . . .	120	120	127	127	127

Мощность возбуждения, кВт . . .	10,2	17,0	29,0	3,0	3,5
Сопротивление обмотки возбуждения, Ом	0,695	3,05	—	18,2	9,0
Ток возбуждения номинальный, А	135	72	—	10	12,0
Момент инерции ротора, кг·м ²	26	58	58,0	3,75	15,0
Масса, кг	5300	9100	8600	4200	6500

Тормозной момент электромагнитных тормозов выбирается согласно следующим условиям:

для индукционных тормозов $M_T \geq M_{ст}$;

для порошковых тормозов $M_T \geq M_{ст} + M_{ин}$, где M_T — номинальный тормозной момент выбираемого тормоза; $M_{ст}$ — статический момент вращения от веса наиболее тяжелой колонны труб; $M_{ин}$ — вращающий момент от действия инерционных сил при наибольшей массе колонны труб и угловом замедлении ϵ .

Глава XIII

ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЙ И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК

§ 1. ОБЪЕМ СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЙ

Продолжительность и число циклов нагружения подъемного механизма буровой установки зависят от объема спуско-подъемных операций, который определяется суммарной длиной труб, спускаемых в скважину и поднимаемых из нее за все рейсы, выполняемые в процессе бурения до конечной глубины:

$$S_{\text{сно}} = S_{\text{сп}} + S_{\text{п}},$$

где $S_{\text{сно}}$ — объем спуско-подъемных операций, м; $S_{\text{сп}}$ и $S_{\text{п}}$ — длина труб, спускаемых и поднимаемых за все рейсы.

В каждом рейсе, связанном со сменой долота, из скважины поднимают и спускают в нее одинаковое количество труб длиной, равной текущей глубине забоя скважины. Длина труб, спускаемых или поднимаемых за все рейсы

$$S = S_{\text{сп}} = S_{\text{п}} = L_1 + L_2 + \dots + L_2 + \dots + L_k = \sum_{z=1}^{z_k} L_z,$$

где L_1, L_2, \dots, L_z — текущие глубины забоя скважины по порядковым номерам рейсов; L_k — конечная глубина скважины; z_k — номер конечного рейса.

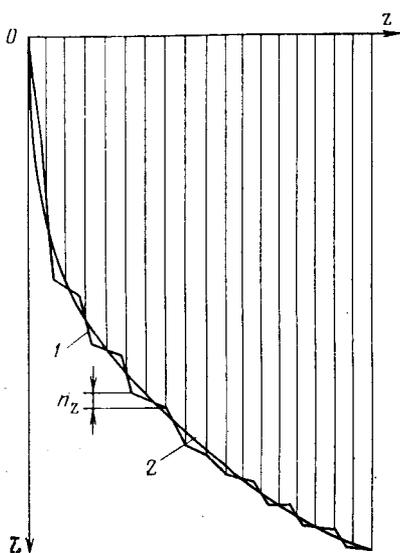


Рис. XIII.1. График рейсов и кривая проходки

Текущие глубины скважины зависят от проходки на долото:

$$h_z = L_z - L_{z-1},$$

где h_z — проходка на долото в z -м рейсе; L_{z-1} , L_z — глубины скважины при $(z-1)$ -м и z -м рейсах.

Проходка на долото и число рейсов, определяющие объем спуско-подъемных операций, зависят от глубины скважины и физико-механических свойств разбуриваемых пород, стойкости используемых долот, эффективности режимов бурения и других факторов, обусловленных технологией и техникой бурения. На рис. XIII.1 приведен график, на оси абсцисс которого откладываются порядковые номера рейсов, а на оси ординат — глубина забоя скважины. Линия, соединяющая координаты полученных точек, называется кривой проходки. Фактическая кривая проходки 1, построенная по промысловым данным, представляет собой ломаную линию и указывает на отсутствие точной функциональной зависимости глубины забоя скважины от числа рейсов.

Это обусловлено многообразием факторов, влияющих на проходку долот по мере углубления забоя. Поэтому в теоретических расчетах пользуются корреляционными зависимостями, полученными путем подбора эмпирических формул. В результате рассмотрения статистических данных, полученных при бурении глубоких скважин в различных геологических районах, установлено, что кривые проходки с достаточной точностью описываются формулой

$$L_z = Az^m, \quad (\text{XIII.1})$$

где A и m — опытные коэффициенты.

Значения опытных коэффициентов выбирают из условия равенства сумм глубин забоя скважины за все рейсы по фактической 1 и теоретической 2 кривым проходки (рис. XIII.1). Для этого интегрированием принятой функции находим сумму глубин забоя скважины:

$$S = A \int_0^{z_k} z^m dz = \frac{A}{m+1} z_k^{m+1}. \quad (\text{XIII.2})$$

Полученная величина равна площади на графике проходки, ограниченной кривой 2 проходки, осью абсцисс и ординатой конечного рейса.

Подставляя в формулу (XIII.2) значение $A = L_k/z_k^m$, получаем

$$S = L_k z_k / (m + 1). \quad (\text{XIII.3})$$

Исходя из принятого условия, составляем равенство

$$L_k z_k / (m + 1) = \sum_{z=1}^{z_k} L_z,$$

из которого находим коэффициент

$$m = \left(L_k z_k / \sum_{z=1}^{z_k} L_z \right) - 1. \quad (\text{XIII.4})$$

Коэффициенты A и m имеют значения: $A > 1$; $0 < m \leq 1$.

Согласно формулам (XIII.1) и (XIII.3), при $m = 1$ кривая проходки выражается линейной зависимостью, а объем спуско-подъемных операций минимален. Уменьшение коэффициента m указывает на возрастание объема спуско-подъемных операций. В табл. XIII.1 приведены опытные значения коэффициентов A и m , полученные по результатам бурения скважин в отдельных нефтяных районах [37].

Пользуясь формулой (XIII.1) и опытными значениями коэффициентов A и m , можно определить:

ожидаемый объем спуско-подъемных операций при бурении скважины заданной глубины

$$S_{\text{спо}} = 2S = 2L_k z_k / (m + 1); \quad (\text{XIII.5})$$

проходку на долото за z -й рейс

$$h_z = L_z - L_{z-1} = Az^m - A(z-1)^m = A[z^m - (z-1)^m]; \quad (\text{XIII.6})$$

число рейсов за период бурения скважины до конечной глубины

$$z_k = (L_k/A)^{1/m}; \quad (\text{XIII.7})$$

среднюю проходку на долото

$$h_{\text{ср}} = L_k/z_k = A \frac{1}{m} / L_k \frac{1-m}{m}. \quad (\text{XIII.8})$$

Т а б л и ц а XIII.1

Район бурения	Глубина скважины, м	Коэффициенты	
		A	m
Апшеронский полуостров	3000—3700	1000	0,30
	3800—4350	870—925	0,30
	4675—5835	1250—1450	0,27
Прикуринская низменность	3500	418	0,42
	Северный Кавказ	3000—3200	400—710
	2200—2900	1070—1275	0,20—0,23

Опыт бурения в Среднем Поволжье и Азербайджане свидетельствует о значительных объемах спуско-подъемных операций, достигающих 800—1 800 тыс. м при бурении скважины глубиной 3 000—4 800 м.

§ 2. ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЙ

Продолжительность спуско-подъемных операций исчисляется от начала подъема бурильной колонны до окончания ее спуска за все рейсы, выполняемые в процессе бурения скважины, и входит в производительное время бурения. Время на наращивание бурильной колонны, смену долота и забойного двигателя, спуск обсадной колонны учитывается отдельно и в продолжительность спуско-подъемных операций не включается. Продолжительность спуско-подъемных операций зависит от мощности и скоростей лебедки, а также уровня механизации. Поэтому создание высокопроизводительных подъемных механизмов и средств механизации спуско-подъемных операций — один из важных резервов ускорения сроков строительства скважин и повышения технико-экономических показателей буровых работ.

При ручной расстановке свечей продолжительность спуско-подъемных операций складывается из следующих элементов:

$$t_{\text{спю}} = t_{\text{п}} + t_{\text{сп}} + t_{\text{пэ}} + t_{\text{спэ}} + t_{\text{мрп}} + t_{\text{мрс}}, \quad (\text{XIII.9})$$

где $t_{\text{п}}$ и $t_{\text{сп}}$ — машинное время соответственно подъема и спуска бурильных труб; $t_{\text{пэ}}$ и $t_{\text{спэ}}$ — машинное время соответственно подъема и спуска незагруженного элеватора; $t_{\text{мрп}}$, $t_{\text{мрс}}$ — время машинно-ручных операций при подъеме и спуске бурильных труб.

При ступенчатом изменении скоростей лебедки время, затрачиваемое на подъем бурильных труб (в ч), рассчитывается по формуле

$$t_{\text{п}} = \frac{\varepsilon}{3600} \left(\frac{S_1}{v_1} \lambda_1 + \frac{S_2}{v_2} \lambda_2 + \dots + \frac{S_n}{v_n} \lambda_n \right), \quad (\text{XIII.10})$$

где S_1, S_2, \dots, S_n — длина труб, поднимаемых на первой и последующих скоростях лебедки, м; v_1, v_2, \dots, v_n — средние установившиеся скорости подъема, м/с; $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ — коэффициенты заполнения тахограммы на соответствующих скоростях; $\varepsilon = 1,02$ — коэффициент, учитывающий высоту приподъема колонны труб.

Длина труб, поднимаемых на отдельных скоростях:

$$\begin{aligned} S_1 &= (L_1 - L_2) z_{\text{к}} - \int_{L_2}^{L_1} f(L) dL; \\ S_2 &= (L_2 - L_3) z_{\text{к}} - \int_{L_3}^{L_2} f(L) dL; \\ &\dots \dots \dots \\ S_n &= L_n z_{\text{к}} - \int_0^{L_n} f(L) dL, \end{aligned} \quad (\text{XIII.11})$$

где $L_1, L_2, L_3, \dots, L_n$ — граничные длины бурильной колонны, при которых изменяется скорость лебедки: z_k — число рейсов за период бурения скважины.

Очевидно, что сумма длин бурильных труб, поднимаемых на отдельных скоростях, равна длине труб, поднимаемых из скважины за все рейсы:

$$S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n = S_n.$$

Формула (XIII.1) кривой проходки в функции от глубины скважины имеет вид

$$z = (L_2/A)^{\frac{1}{m}}. \quad (\text{XIII.12})$$

После подстановки полученного выражения в формулу (XIII.11) и ее интегрирования получим

$$S_1 = (L_1 - L_2) z_k - \frac{1}{A^{\frac{1}{m}} \left(\frac{1}{m} + 1 \right)} \left(L_1^{\frac{1}{m} + 1} - L_2^{\frac{1}{m} + 1} \right),$$

$$S_2 = (L_2 - L_3) z_k - \frac{1}{A^{\frac{1}{m}} \left(\frac{1}{m} + 1 \right)} \left(L_2^{\frac{1}{m} + 1} - L_3^{\frac{1}{m} + 1} \right),$$

.....

$$S_n = L_n z_k - \frac{1}{A^{\frac{1}{m}} \left(\frac{1}{m} + 1 \right)} L_n^{\frac{1}{m} + 1}. \quad (\text{XIII.13})$$

Граничные длины бурильной колонны, при которых изменяется скорость подъема, зависят от подъемной характеристики лебедки, определяемой по формуле

$$G_i = \frac{N_{дв} \eta_{тр} \eta_{т.с}}{v_i} - G_T.$$

Учитывая, что вес бурильной колонны $G_i = L_i q$, получим

$$L_i = \frac{1}{q} \left(\frac{N_{дв} \eta_{тр} \eta_{т.с}}{v_i} - G_T \right), \quad (\text{XIII.14})$$

где L_i — предельная длина колонны при подъеме на i -й скорости, м; q — вес 1 м бурильной колонны, Н; $N_{дв}$ — мощность двигателей лебедки, Вт; $\eta_{тр}$ — к. п. д. трансмиссии лебедки; $\eta_{т.с}$ — к. п. д. талевого механизма; v_i — скорость подъема крюка на i -й скорости лебедки, м/с; G_T — вес подвижных частей талевого механизма, Н.

Машинное время спуска бурильных труб (в ч)

$$t_{\text{сп}} = \varepsilon S_c / 3600 v_{\text{сп}}, \quad (\text{XIII.15})$$

где S_c — длина бурильных труб, спускаемых в скважину за время бурения до конечной глубины, м; $v_{\text{сп}}$ — средняя скорость спуска бурильной колонны, м/с.

Из технологии спуско-подъемных операций в бурении следует, что суммарная длина подъемов незагруженного элеватора равна длине труб, спускаемых в скважину, а суммарная длина спусков незагруженного элеватора — длине труб, поднимаемых из скважины. Согласно этому, длина пути, совершаемого незагруженным элеватором при спуско-подъемных операциях:

$$S_{\text{пз}} = S_{\text{спз}} = S,$$

где $S_{\text{пз}}$ и $S_{\text{спз}}$ — суммарная длина подъемов и спусков незагруженного элеватора; S — длина труб, поднимаемых и спускаемых за период бурения скважины.

Машинное время спусков незагруженного элеватора

$$t_{\text{спз}} = \varepsilon S / 3600 v_{\text{спз}}, \quad (\text{XIII.16})$$

где $v_{\text{спз}}$ — средняя скорость спуска незагруженного элеватора, м/с.

Скорость подъема незагруженного элеватора зависит от структуры скоростей буровой лебедки. При независимой схеме скоростей лебедки незагруженный элеватор поднимается за очередной свечой на «быстрой» скорости независимо от ранее включенной «тихой» скорости, используемой для приподъема колонны и освобождения клиньев либо элеватора. В этом случае машинное время подъема незагруженного элеватора за период бурения скважины

$$t_{\text{пз}} = \varepsilon S \lambda / 3600 v_{\text{п}}, \quad (\text{XIII.17})$$

где $v_{\text{п}}$ — максимальная скорость подъема при установившемся движении, м/с; λ — коэффициент заполнения тахограммы.

В лебедках с зависимой схемой скоростей незагруженный элеватор поднимается на скоростях, зависящих от «тихих» скоростей, используемых для приподъема колонны труб. Так, при четырехскоростной лебедке с зависимой схемой скоростей незагруженный элеватор поднимается на 3-й либо 4-й скорости. Общая длина подъемов незагруженного элеватора на этих скоростях определяется по формулам (XIII.13) и составляет $S_1 + S_3$ на 3-й и $S_2 + S_4$ на 4-й скорости.

При работе с шестискоростной лебедкой незагруженный элеватор поднимается на 4-й, 5-й и 6-й скоростях, а длина подъемов на этих скоростях составляет: $S_1 + S_4$ — на 4-й; $S_2 + S_5$ — на 5-й и $S_3 + S_6$ — на 6-й скорости.

Машинное время подъемов незагруженного элеватора лебедками с зависимой схемой скоростей определяется по формулам: для четырехскоростной лебедки

$$t_{пэ} = \frac{\varepsilon}{3600} \left(\frac{S_1 + S_3}{v_3} \lambda_3 + \frac{S_2 + S_4}{v_4} \lambda_4 \right); \quad (\text{XIII.18})$$

для шестискоростной лебедки

$$t_{пэ} = \frac{\varepsilon}{3600} \left(\frac{S_1 + S_4}{v_4} \lambda_4 + \frac{S_2 + S_5}{v_5} \lambda_5 + \frac{S_3 + S_6}{v_6} \lambda_6 \right). \quad (\text{XIII.19})$$

Машинно-ручные операции при подъеме включают установку бурильной колонны на клинья либо элеватор, отвинчивание свечи, отвод ее от устья и установку на подсвечник. При спуске машинно-ручные операции выполняются в обратной последовательности и включают захват свечи с подсвечника, перемещение ее к устью скважины, свинчивание и освобождение клиньев либо элеватора. Продолжительность машинно-ручных операций рассчитывается по формуле

$$t_{мрс} = t'_{мрс} \frac{S}{3600l_{св}}; \quad t_{мрп} = t'_{мрп} \frac{S}{3600l_{св}}, \quad (\text{XIII.20})$$

где $t_{мрс}$ и $t_{мрп}$ — время машинно-ручных операций при спусках и подъемах бурильной колонны за период бурения скважины, ч; $t'_{мрс}$ и $t'_{мрп}$ — нормативное время машинно-ручных операций при спуске и подъеме одной свечи, с; $l_{св}$ — длина свечи, м.

При использовании комплекса АСП продолжительность спуско-подъемных операций сокращается за счет совмещения машинных и машинно-ручных операций.

§ 3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРИ СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЯХ

Эксплуатационные нагрузки, действующие на узлы и детали подъемного механизма, подразделяются на случайные и регулярные.

Случайные нагрузки возникают в результате прихватов бурильных и обсадных труб и других нарушений нормального режима работы. Уровень случайных нагрузок ограничивается допускаемой нагрузкой на крюке, регламентированной ГОСТом на основные параметры буровых установок и технической характеристикой подъемного механизма. Случайные нагрузки учитываются в расчетах на статическую прочность. На сопротивляемость усталости случайные нагрузки существенно не влияют вследствие ограниченного числа их повторений.

Регулярные нагрузки характеризуются повторяемостью однозначных нагрузок. Распределение регулярных нагрузок по вели-

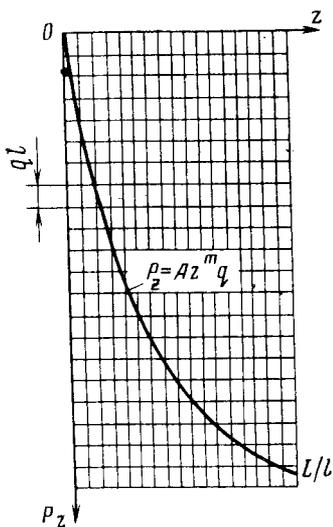


Рис. XIII.2. График нагружения подъемного механизма буровой установки

чине и числу циклов подчиняется закону изменения кривой проходки. Если в формулу кривой проходки ввести в качестве множителя величину среднего веса 1 м буровой колонны, то получим

$$Lzq = Az^m q. \quad (\text{XIII.21})$$

Рейсовая нагрузка (в Н) — величина Lzq , определяющая вес буровой колонны при z -м рейсе:

$$P_z = Az^m q. \quad (\text{XIII.22})$$

На рис. XIII.2 показан график нагружения подъемного механизма, построенный по формуле (XIII.22). Из графика определяются величина и повторяемость рейсовых нагрузок. Рейсовая нагрузка достигает максимального значения в конечном рейсе, выполняемом с проектной глубины скважины:

$$P_k = Az_k^m q,$$

где P_k — конечная рейсовая нагрузка, Н; z_k — порядковый номер конечного рейса по кривой проходки.

Конечная рейсовая нагрузка за время бурения скважины одна, а первая и промежуточные рейсовые нагрузки повторяются во всех последующих рейсах, включая конечный. Согласно этому, число циклов повторения нагрузок z -го рейса

$$n_z = z_k + 1 - z. \quad (\text{XIII.23})$$

При спуско-подъемных операциях происходит ступенчатое изменение рейсовой нагрузки. Число ступеней рейсовой нагрузки зависит от длин буровой колонны и свечей:

$$u_z = L_z / l_{cb},$$

где L_z — длина буровой колонны, равная глубине скважины при z -м рейсе, м; l_{cb} — длина буровой свечи, м.

С учетом веса подвижных частей талевого механизма G_T для z -го рейса существует следующее распределение рейсовой нагрузки по ступеням:

при подъеме

1-я ступень $qL_z + G_T$;

2-я « $q(L_z - l_{cb}) + G_T$;

3-я « $q(L_z - 2l_{cb}) + G_T$;

.....

u_z -я ступень $q[L_z - (u_z - 1)l_{cb}] + G_T = ql_{cb} + G_T$;

при спуске

1-я ступень $q l_{\text{св}} + G_{\text{T}}$;

2-я » $2q l_{\text{св}} + G_{\text{T}}$;

3-я » $3q l_{\text{св}} + G_{\text{T}}$;

.

u_z -я ступень $u_z q l_{\text{св}} + G_{\text{T}} = L_z q + G_{\text{T}}$.

Очевидно, что каждая ступень нагрузки z -го рейса будет повторяться в $(z+1)$ -м и других последующих рейсах. Поэтому число циклов повторения ступеней нагрузки z -го рейса, как и число рейсовых нагрузок, определяется по формуле (XIII.23). В результате снижения проходки на долото разность $\Delta P_z = P_z - P_{z-1}$ по мере углубления скважины уменьшается и ступенчатая функция распределения рейсовых нагрузок приближается к непрерывной, заданной тем или иным законом распределения. Одновременно уменьшается разность $\Delta u_z = u_z - u_{z-1}$ между числами ступеней нагрузки смежных рейсов.

Суммарное число циклов повторения отдельных ступеней рейсовых нагрузок равно количеству свечей, спускаемых и поднимаемых из скважины за период бурения:

$$N_{\text{спо}} = \frac{2}{l_{\text{св}}} \sum_{z=1}^{z_k} L_z = \frac{2L_k z_k}{l_{\text{св}} (m+1)}. \quad (\text{XIII.24})$$

Наряду с переменными рейсовыми нагрузками подъемные механизмы буровых установок испытывают многократно повторяющиеся постоянные нагрузки, действующие при подъемах и спусках незагруженного элеватора, а также при переносах свечей от устья скважины на подсвечник и обратно. Число циклов повторения каждой из этих нагрузок равно количеству свечей, поднимаемых и спускаемых за период бурения скважины:

$$N_{\text{пз}} = N_{\text{спз}} = N_{\text{пп}} = N_{\text{пу}} = L_k z_k / l_{\text{св}} (m+1), \quad (\text{XIII.25})$$

где $N_{\text{пз}}$ и $N_{\text{спз}}$ — число подъемов и спусков незагруженного элеватора; $N_{\text{пп}}$ и $N_{\text{пу}}$ — число переносов свечи соответственно на подсвечник и с подсвечника к устью скважины.

Общее число циклов повторения всех видов регулярных нагрузок за период бурения скважины

$$N = N_{\text{спо}} + N_{\text{пз}} + N_{\text{спз}} + N_{\text{пп}} + N_{\text{пу}} = GL_k z_k / l_{\text{св}} (m+1). \quad (\text{XIII.26})$$

Каждому циклу нагрузок соответствует определенное число циклов напряжений, испытываемых деталями подъемного механизма.

Циклом напряжений называют однократную смену напряжений, соответствующую полному периоду их изменения. Для деталей крюка, элеватора и других невращающихся узлов подъемного механизма число циклов напряжения равно числу циклов

повторения регулярных нагрузок, так как в этих деталях однократная смена напряжений совпадает с периодом перемещения колонны на длину одной свечи. Для деталей, подвергающихся изгибу и вращению, одному циклу напряжений соответствует один оборот, за который происходит однократная смена напряжений по знаку.

Цикловое отношение — число оборотов вращающихся деталей подъемного механизма за период подъема одной свечи:

$$f_{ш} = l_{св} i_i / \pi D_{ш}; \quad (\text{XIII.27})$$

для подъемного вала лебедки и его подшипников

$$f_{п} = l_{св} i_{т.с} / \pi D_{ср}; \quad (\text{XIII.28})$$

для валов и подшипников трансмиссии буровой лебедки

$$f_{тр} = f_{п} i_{тр}; \quad (\text{XIII.29})$$

для цепей трансмиссии лебедки

$$f_{ц} = f_{п} i_{тр} z_{зв} / 2L_t. \quad (\text{XIII.30})$$

Здесь $l_{св}$ — длина свечи, м; $D_{ш}$ — диаметр шкива по дну канавки, м; $D_{ср}$ — средний диаметр навивки каната на барабан лебедки, м; i_i — число рабочих струн от неподвижного до рассматриваемого шкива; $i_{т.с}$ — кратность оснастки талевого механизма; $i_{тр}$ — передаточное число от вала трансмиссии до подъемного вала лебедки; $z_{зв}$ — число зубьев звездочки на валу трансмиссии; L_t — длина замкнутого контура цепи (шаг цепи).

Число циклов напряжений, испытываемых деталями подъемного механизма:

$$N_d = N_p f, \quad (\text{XIII.31})$$

где N_p — расчетное число циклов повторения регулярных нагрузок; f — цикловое отношение для рассматриваемой детали.

Касательные напряжения, создаваемые крутящим моментом, в период подъема свечи сохраняются постоянными по величине и знаку. Число циклов касательных напряжений, создаваемых крутящим моментом, равно числу повторений регулярных нагрузок. Следует учитывать, что детали трансмиссии буровой лебедки при спусках бурильной колонны и незагруженного элеватора отключаются от лебедки и не испытывают нагрузок. При групповом приводе определенные узлы и детали трансмиссии испытывают нагрузки как при спуско-подъемных операциях, так и при работе буровых насосов и ротора.

Блоком нагружения называют совокупность нагрузок и числа циклов их повторения за период бурения скважины. Число блоков нагружения за срок службы зависит от сопротивляемости деталей и узлов подъемного механизма усталостным разрушениям.

Глава XIV

БУРОВЫЕ НАСОСЫ

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

Буровые насосы предназначены для нагнетания в скважину промывочной жидкости с целью очистки забоя и ствола от выбуренной породы (шлама) и выноса ее на дневную поверхность; охлаждения и смазки долота; создания гидромониторного эффекта при бурении струйными долотами; приведения в действие забойных гидравлических двигателей.

Исходя из назначения и условий эксплуатации, к буровым насосам предъявляют следующие основные требования:

подача насоса должна быть регулируемой в пределах, обеспечивающих эффективную промывку скважины;

мощность насоса должна быть достаточной для промывки скважины и привода забойных гидравлических двигателей;

скорость промывочной жидкости на выходе из насоса должна быть равномерной для устранения инерционных нагрузок и пульсаций давления, вызывающих осложнения в бурении, дополнительные энергетические затраты и усталостные разрушения;

насосы должны быть приспособлены для работы с абразиво- и маслосодержащими коррозионно-активными промывочными растворами различной плотности;

узлы и детали, контактирующие с промывочным раствором, должны обладать достаточной долговечностью и быть приспособленными к удобной и быстрой замене при выходе из строя;

крупногабаритные узлы и детали должны быть снабжены устройствами для надежного захвата и перемещения при ремонте и техническом обслуживании;

узлы и детали приводной части должны быть защищены от промывочного раствора и доступны для осмотра и технического обслуживания;

насосы должны быть приспособлены к транспортировке в собранном виде на далекие и близкие расстояния и перемещению волоком в пределах буровой;

конструкция насосов должна допускать правое и левое расположение двигателей насосного агрегата;

надежность и долговечность насосов должны сочетаться с их экономичностью и безопасностью эксплуатации.

Технические условия на изготовление буровых насосов регламентируются ГОСТом.

С ростом глубины бурения значительно увеличиваются и мощности буровых насосов. Освоены и намечаются к производству новые модели буровых насосов, отвечающие возросшим требованиям бурения. На основе накопленного опыта, научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, а также новейших достижений в насосостроении и смежных областях науки и техники

буровые насосы непрерывно совершенствуются: повышаются надежность и долговечность их, снижается масса и сокращаются материальные и трудовые затраты на их изготовление, эксплуатацию и ремонт. Это обусловило широкую номенклатуру моделей и модификаций буровых насосов, используемых в отечественной и зарубежной практике бурения эксплуатационных и разведочных скважин.

Рабочие органы буровых насосов преимущественно выполняются в виде поршней. Наиболее распространены двухпоршневые насосы двустороннего действия, на смену которым в последние годы приходят трехпоршневые насосы одностороннего действия. В насосах двустороннего действия жидкость перемещается в поршневой и штоковой полостях и за один двойной ход поршня совершаются два цикла всасывания и нагнетания. При одностороннем действии жидкость перемещается в поршневой полости рабочей камеры и за один двойной ход совершается один цикл всасывания и нагнетания.

В буровых насосах используются самодействующие пружинные клапаны тарельчатой конструкции. Всасывающие и нагнетательные клапаны взаимозаменяемы. Оси поршней параллельны и располагаются в горизонтальной плоскости по одну сторону от привода насоса. Ведущее звено буровых насосов, сообщающее движение поршням, выполняется в виде вращающегося эксцентрикового, кривошипного, пальцевого либо коленчатого вала. Прямодействующие насосы, ведущее звено которых имеет возвратно-поступательное движение, в современных отечественных буровых установках не используются.

Ведущий вал приводится от трансмиссионного вала насоса посредством цилиндрической зубчатой пары. Промысловая жидкость перемещается по одноступенчатой и однопоточной схеме, через общую приемную линию и один отвод. Подача насоса изменяется с помощью сменных цилиндрических втулок либо изменением числа ходов насоса. Пульсации давления, вызываемые неравномерной скоростью поршней, снижаются до практически приемлемого уровня при помощи пневматических компенсаторов. В буровых насосных агрегатах используются преимущественно электродвигатели и дизели, вращение которых передается трансмиссионному валу насоса клиноременной либо цепной передачей.

§ 2. УСТРОЙСТВО БУРОВЫХ НАСОСОВ

Буровой насос (рис. XIV.1) состоит из приводного и гидравлического блоков, установленных на сварной раме 12.

Приводной блок состоит из трансмиссионного вала 5, коренного вала 9 и шатунного механизма 10, установленных на станине 2. Последняя представляет собой массивный металлический короб, в расточках которого монтируются подшипники трансмиссионного и коренного валов. Для удобства монтажа внутренних узлов и деталей станина имеет крышку 8. Стыкуемые поверхности

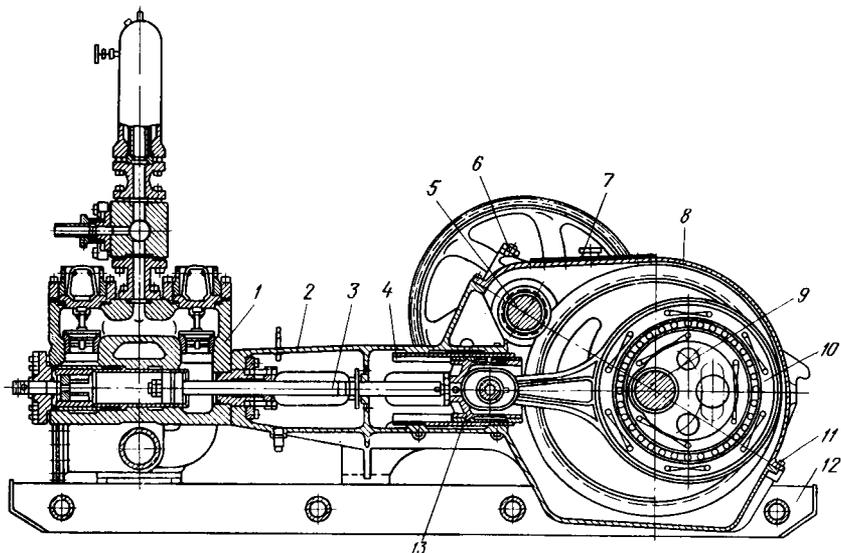


Рис. XIV.1. Буровой насос двустороннего действия

станины и крышки подвергаются механической обработке и уплотняются при помощи резинового шнура либо прокладки, затягиваемой болтами 11 и ввернутыми в станину шпильками 6. Положение крышки относительно станины фиксируется коническими штифтами.

Отверстия под подшипники растачивают в сборе станины с крышкой. В горловине станины устанавливают направляющие 4 ползуна 13. Оси поверхностей расточек станины под направляющие ползуна должны совпадать с отклонением не более 0,15 мм. Внутренняя полость станины окрашивается маслястой краской и используется в качестве резервуара для масла, смазывающего зубчатую передачу, установленную между трансмиссионным и коренным валами. Горловина станины имеет боковые люки для монтажа и осмотра ползунков. Торец горловины снабжается отверстиями для штока 3 и крепления гидравлического блока 1.

В крышке станины имеется вентиляционный колпак 7 для вытяжки масляных паров. Станины буровых насосов отливают из высокопрочных чугунов или сталей. Стальные станины легче, но дороже чугунных. Наиболее экономичны по массе буровые насосы, имеющие станины сварной конструкции.

Трансмиссионный вал (рис. XIV.2) служит для передачи крутящего момента коренному валу насоса и выполнен в виде выводного вала-шестерни 8, концы которого используются для установки клиноременного шкива или цепного колеса в зависимости

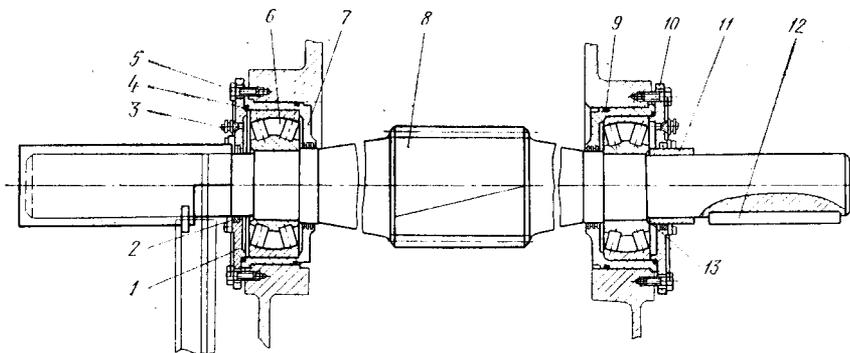


Рис. XIV.2. Трансмиссионный вал

от принятой в приводе насоса передачи. Шкив и цепное колесо крепятся на валу шпонкой 12. Для облегчения сборки и разборки шкивы имеют разрезную ступицу, затягиваемую болтами. Так как возможны перекосы в результате прогиба под действием нагрузки на консоли, а также вследствие технологических неточностей трансмиссионный вал устанавливается на сферических двухрядных роликоподшипниках 6, воспринимающих радиальные и осевую нагрузку от косозубой передачи.

Для предупреждения смятия и разбивания опорных поверхностей станины, а также устранения брака дорогостоящей станины из-за расслабления отверстий при растачивании подшипники устанавливают на стальных гильзах 7, наружный диаметр которых больше диаметра шестерни. Благодаря этому при сборке насоса вал 8 свободно протаскивается через отверстия станины. Соосность наружной и внутренней поверхностей гильз обеспечивается жесткими допусками на их разностенность.

Гильзы имеют фланец небольшой высоты и притягиваются к станине сквозными крышками 1 и 10, закрепленными болтами 5. Благодаря затяжке болтами гильзы фиксируются в осевом направлении и предохраняются от проворачивания. Подшипники торцами внутренних колец упираются в буртики вала. Правый подшипник фиксируется в гильзе крышкой 10. Второй подшипник вала плавает в гильзе по наружной обойме.

Подшипники смазывают ручным насосом через пружинные тавотницы 3. Неподвижные стыки гильзы со станиной и крышкой уплотняются резиновыми кольцами 4, 9 и 13. Подвижный внутренний стык между гильзой и валом герметизируется бесконтактным щелевым уплотнением, выполненным в виде кольцевых канавок в гильзе. Между крышками и валом устанавливают контактные севанитовые уплотнения 2 и втулку 11.

Эксцентриковый коренной вал (рис. XIV.3) имеет сборную конструкцию. Прямой вал 15 с жестко закрепленными эксцентриками 9 опирается на коренные подшипники 6, расположенные

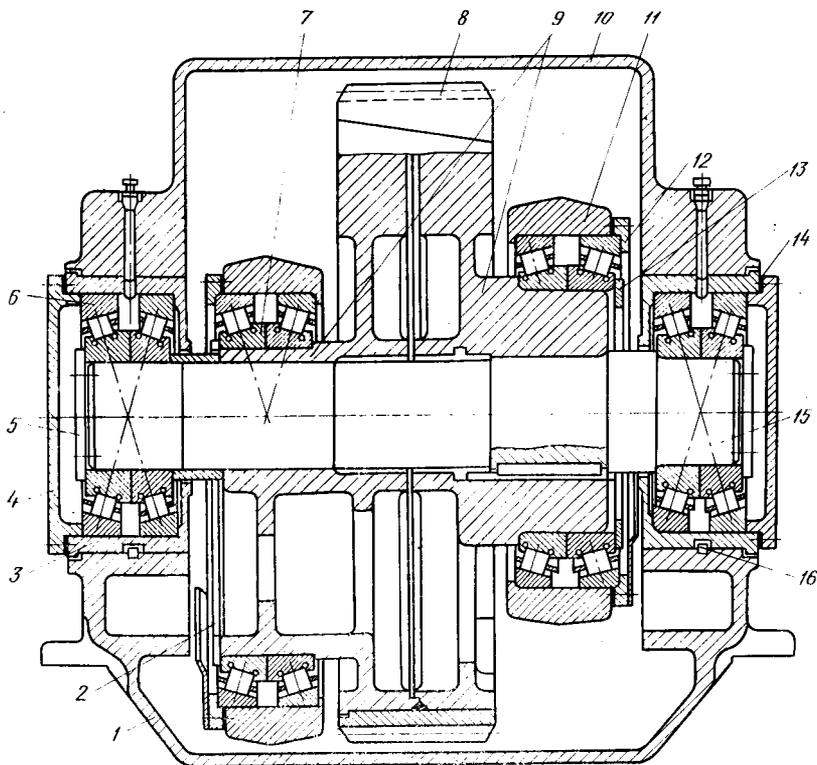


Рис. XIV.3. Коренной вал

в станине бурового насоса. Эксцентрики, выполняющие роль шатунных шеек, отливаются из углеродистой стали и соединяются сваркой. Число эксцентриков равно числу поршней бурового насоса. Угловое смещение шатунных шеек коренного вала определяется требованиями равномерной подачи. Согласно этому, в двухпоршневых насосах двустороннего действия угловое смещение эксцентриков составляет 90° , а в трехпоршневых насосах одностороннего действия — 120° . Между эксцентриками располагается зубчатое колесо 8.

Составная конструкция коренного вала удобна в технологическом отношении, так как позволяет упростить форму заготовок и облегчить их механическую обработку. Окончательная обработка наружных поверхностей коренного вала и нарезка зубьев производится после посадки эксцентриков на прямой вал и соединения венца зубчатого колеса с его ободом.

Для точной осевой фиксации зубчатого колеса коренной вал опирается на спаренные радиально-упорные конические подшипники 6, посаженные в переходные гильзы 3, установленные

в расточки станины 1 и крышки 10 насоса. Наружные кольца подшипников удерживаются от продольного перемещения крышками 4, которые крепятся болтами к торцам гильз. Затяжка наружных колец подшипников регулируется мерными прокладками 14, установленными между крышкой 4 и торцем гильзы 3. Внутренние кольца подшипников затягиваются шайбами 5, крепящимися болтами к торцам вала. Осевое положение коренного вала фиксируется в нужном положении благодаря наружным кольцевым буртикам гильзы, упирающимся в торец расточек станины и крышки насоса.

Гильзы удерживаются от проворота с помощью дюбелей 16. Коренные подшипники смазывают ручным насосом через тавотницы, ввернутые в крышку станины. Эксцентриковые коренные валы преимущественно применяются в современных двух- и трехпоршневых буровых насосах. Коренные валы пальцевой конструкции используются реже, например в буровом насосе БрН-1. Буровые насосы У8-3 и У8-4 с кривошипным валом сняты с производства.

Кольца роликовых подшипников 7 удерживаются от осевого перемещения кольцевыми шайбами 12 и 13 и буртиками вала и шатуна. Кольцевые шайбы крепятся к торцам эксцентрика болтами. Натяг подшипников регулируется прокладками, установленными между торцом шейки шатуна и шайбой 12. Разбрызгиватели 2 отбрасывают масло на подшипники мотылевых шеек шатуна при их погружении в масляную ванну.

В буровых насосах для передачи вращения от трансмиссионного вала коренному преимущественно используются косозубые зубчатые передачи, которые по сравнению с прямозубой передачей обладают большей нагрузочной способностью и плавностью зацепления, обуславливающей снижение уровня динамических нагрузок и шума при работе. Направление зуба шестерни принимается левым, а для колеса — правым. Недостаток косозубых передач по сравнению с прямозубыми заключается в том, что в зацеплении возникает дополнительная осевая сила. Шевронные зубчатые колеса, представляющие разновидность косозубых колес, не создают осевых нагрузок, однако в буровых насосах применяются реже из-за сложности изготовления.

Шестерни изготовляют из сталей марок 34ХН1М, 35ХНВ и 38ХГН в паре с венцом зубчатых колес соответственно из сталей марок 38ХГН, 35Х и 35Л. Для увеличения долговечности и улучшения прирабатываемости зубьям шестерни придается большая твердость, чем зубьям колеса. ГОСТом установлены нормы точности изготовления зубчатых колес буровых насосов.

Для насосов мощностью, кВт	32—125	125—300	300—1180
Точность изготовления зубчатых колес . . .	10—9—8 В	9—8—7 В	8 В

Зубчатое зацепление подвергается односторонней обкатке в направлении рабочего вращения, указанном стрелкой на станине

насоса. Направление вращения можно изменить после предварительной обкатки зубчатых колес в обратную сторону.

В большинстве конструкций буровых насосов угол наклона косозубых колес составляет 6—9°. Зубчатую пару смазывают жидким маслом путем окунания ее в масляную ванну либо с помощью масляного насоса. Важно отметить, что косозубые колеса с твердыми поверхностями зубьев требуют повышенной защиты от загрязнения во избежание неравномерного износа по длине контактных линий и выкрашивания наружных слоев зубьев.

Шатун передает движение от коренного вала ползуну (крейцкопфу) и представляет собой кованный или литой стержень из углеродистой стали марки 35 с противоположно расположенными большой и малой шейками. Большая шейка 11 шатуна, называемая мотылевой, охватывает коренной вал и имеет цельную либо разъемную конструкцию. Независимо от конструкций коренной вал соединяется с шатуном посредством конических роликовых подшипников. У эксцентриковых валов мотылевая шейка шатуна имеет значительно больший диаметр, чем у кривошипных и пальцевых валов. Благодаря этому в эксцентриковых валах мотылевые подшипники имеют больший диаметр и обладают более высокой долговечностью.

Наряду с износостойкостью сочленений шатуны буровых насосов должны обладать необходимой усталостной прочностью, так как при эксплуатации они подвергаются действию асимметричных циклических нагрузок. Стержень шатуна имеет двутавровое сечение, обеспечивающее достаточную жесткость при минимальной металлоемкости шатуна. Уменьшение массы способствует снижению инерционных нагрузок. Поэтому простые в изготовлении, но более массивные шатуны с круглым сечением стержня в буровых насосах не используются.

Малая шейка (рис. XIV.4), называемая ползунной, служит для шарнирного соединения шатуна 6 с ползуном 4, скользящим в прямолинейных направляющих. Центр шарнира движется аксиально, т. е. по прямой, проходящей через ось вращения коренного вала. Дезаксиальные кривошипно-шатунные механизмы в буровых насосах не применяются. Малая шейка шатуна соединяется с корпусом ползуна при помощи полого валика 9. При ремонтных работах через отверстие в валике пропускается ломик для выпрессовки валика соседнего ползуна 13. Кроме того, пустотелая конструкция способствует более интенсивному охлаждению валика и подшипника шатуна, нагреваемых в результате их взаимного трения.

В расточку ползунной шейки запрессована втулка 8 из оловянной бронзы либо другого пластичного материала, обычно используемого для подшипников скольжения. Запрессовка не гарантирует втулку от проворачивания и осевого смещения, и поэтому она стопорится дюбелем 7. Диаметральный зазор между валиком и втулкой шатуна определяется в зависимости от диаметра валика и выбранной посадки.

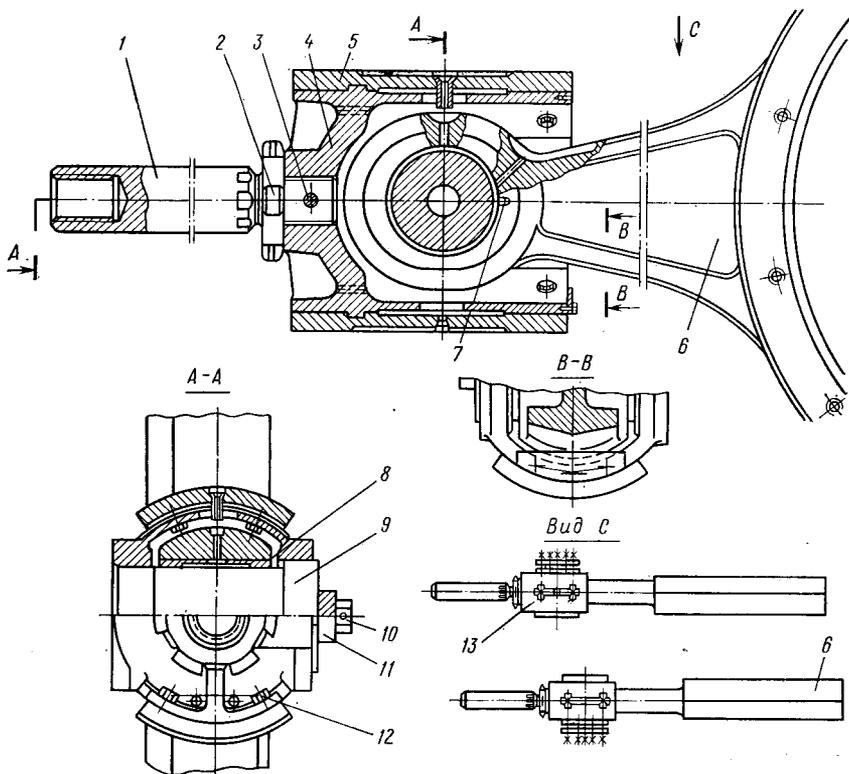


Рис. XIV.4. Шатунный механизм

Валик 9 снабжен концевым центрирующим конусом, который входит в конусное отверстие ползуна. С помощью стопорной планки 11, входящей в поперечный паз торца валика, и болтов 10, ввинченных в ползун, валик запрессовывается в конусное отверстие и благодаря этому удерживается от продольного смещения и проворота относительно ползуна. В мощных насосах шейка шатуна соединяется с валиком ползуна посредством игольчатых подшипников.

Ползун состоит из литого стального корпуса и чугунных накладок 5. Накладки крепятся к цилиндрической поверхности корпуса болтами 12, застопоренными от самоотвинчивания упругими шайбами. В боковых стенках корпуса располагаются ступицы валика 9. В днище корпуса имеется резьбовое отверстие для ползунной части штока 1, представляющего собой стальной цилиндрический стержень с наружной резьбой для крепления с корпусом ползуна и внутренней резьбой для соединения с поршневой частью штока. Стопорение штока в ползуне осуществляется шплинтом 3 и гайкой 2.

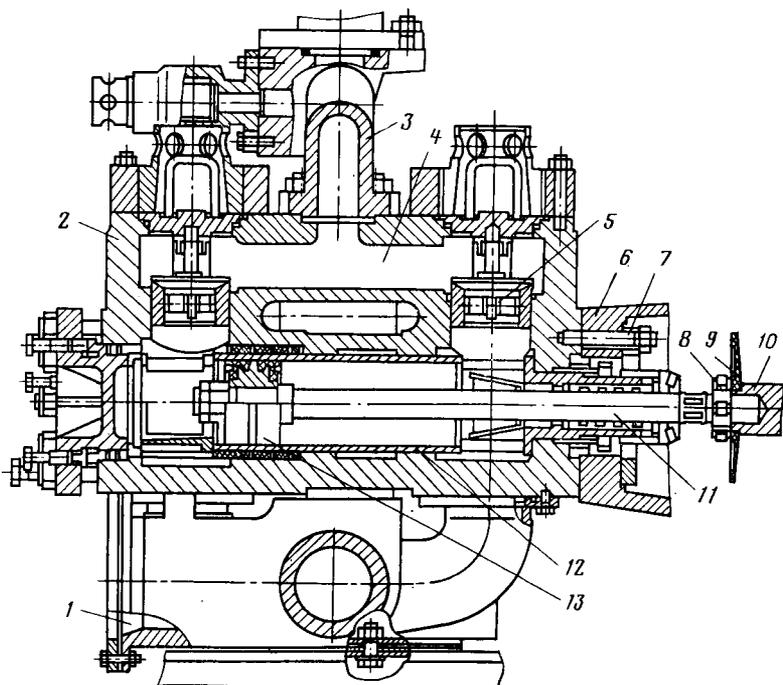


Рис. XIV.5. Гидравлический блок бурового насоса двустороннего действия

Опорная поверхность днища под гайку 2 или упорный бурт штока должна быть строго перпендикулярна к оси ползуна. Ползун перемещается по чугунным либо бронзовым направляющим, установленным в станине насоса. Зазор между накладками ползуна и направляющими станины составляет 0,2—0,5 мм и регулируется прокладками из белой жести либо латуни, установленными между корпусом ползуна и накладками. Поверхности трения накладок ползуна и станины имеют шероховатость не более $R_a = 2,5$ мкм.

Станина насоса (см. рис. XIV.1) снабжена маслоуловителем, в котором накапливается масло, забрасываемое вращающимися зубчатыми колесами из масляной ванны насоса. Из маслоуловителя масло по радиальным и продольным канавкам самотеком поступает на трущиеся поверхности накладок и валик ползуна.

Поршневая часть 11 (рис. XIV.5) штока отличается от его ползунной части 10 меньшим диаметром и большей длиной, выбираемой в зависимости от хода поршня. На одном конце поршневого штока имеется наружная резьба для соединения со штоком 10 ползуна и закрепления контргайкой 8. Противоположный конец снабжен конусом с буртиком для посадки поршня 13 и резьбой для затяжки конусного соединения с целью предотвращения

утечек между стыкуемыми поверхностями. Конусное соединение облегчает разборку поршня при их замене. Контактующие поверхности штока и поршня целесообразно покрывать мягкими металлами гальваническими либо термодиффузионным способом. Такие покрытия предотвращают наклеп и сваривание посадочных поверхностей в соединениях, подвергающихся циклическим нагрузкам, и значительно повышают их несущую способность.

Для соединения поршневой и ползунной частей штока используется специальная цилиндрическая либо метрическая резьба. Цилиндрический участок этой резьбы служит для стопорения соединяемых штоков контрагайками. За присоединительной резьбой имеются шести- либо четырехгранники под гаечный ключ для завинчивания и отвинчивания соединений штоков. Поршневой шток контактирует с промывочной жидкостью и подвергается абразивному износу, в результате чего имеет ограниченный срок службы. Ползунная часть штока изолируется от промывочной жидкости диском-отражателем 9 и из маслобензостойкой резины.

Составная конструкция штока позволяет сохранить его ползунную часть при замене изношенного поршневого штока. Для удаления абразива и снижения износа поршневой шток омывается и одновременно охлаждается проточной водой либо маслом, нагнетаемым масляным насосом.

Шероховатость поверхностей штока должна быть не более $R_a = 1,25$ мкм в ползунной части и не более $R_a = 0,32$ мкм в штоковой части. Для насосов мощностью 190—1180 кВт поверхность трения штока поршня подвергается хромированию. Твердость поверхности штока должна быть не менее HRC 50 в ползунной части и HRC 60 в поршневой части. Глубина упрочненного слоя в случае термообработки токами высокой частоты не менее 1,5 мм. Штоки изготавливают из сталей марок 40X; 40XH; 38XШЮН; 12XH4; 20XH3A.

Важное значение для повышения срока службы бурового насоса имеет соосность сочленяемых деталей. Предельное отклонение оси штока от оси поверхности посадки поршня и резьбы контргайки не должно превышать 0,15 мм. В этих же пределах должно быть отклонение осей штока и резьбы ползуна.

Гидравлические блоки буровых насосов состоят из корпусных и сменных деталей. К корпусным деталям относятся гидрокоробки и их крышки, приемный и нагнетательный коллекторы, к сменным — цилиндрические втулки и поршни, седло и тарель клапана, уплотнения неподвижных и подвижных соединений.

В двухпоршневом насосе гидравлический блок (рис. XIV.5) состоит из двух гидрокоробок 2, которые скрепляются со станиной 6 приводного блока шпильками 7. Сопряженные поверхности гидрокоробок и станины прилегают друг к другу без зазоров. Допускаются местные провалы щупа толщиной 0,1 мм на длину не более 10% общей длины сопряженных участков. Между собой гидрокоробки соединяются приемным 1 и нагнетательным 3 коллекторами.

Гидроблоки представляют собой отливки из углеродистой стали с горизонтальными расточками для цилиндровой втулки 12 и вертикальными гнездами для нагнетательных клапанов 5. Через общую надклапанную полость 4 прокачиваемая жидкость из поршневого и штоковой камер цилиндра направляется в нагнетательный коллектор. Толщина стенок 30—40 мм, что необходимо для создания прочности и герметичности гидрокоробки. Конструктивные формы обеспечивают технологичность изготовления, удобство монтажа, осмотра и регулировки деталей и узлов насоса, размещенных в гидрокоробке. В двухпоршневых насосах различают левую и правую гидрокоробки, имеющие зеркально отображенные конструктивные формы.

Известны конструкции буровых насосов с взаимозаменяемыми левой и правой гидрокоробками, а также совмещенными в едином блоке. Опыт эксплуатации насосов показывает, что гидрокоробки выходят из строя в результате повреждений клапанных гнезд, вызванных проседанием седел, фреттинг-процессом и промывом поверхности контакта гнезда с седлом клапана. Для повышения срока службы гидрокоробок поверхность гнезда, контактирующая с седлом, покрывается эластомерами. При этом устраняется фреттинг-процесс, что облегчает выпрессовку седел из гнезд гидрокоробки.

Приемный 1 и нагнетательный 3 коллекторы имеют литую либо сварно-литую стальную конструкцию. Для снижения гидравлических потерь и износа коллекторы имеют плавные переходы, а диаметры проходных отверстий обеспечивают скорость потока жидкости до 6 м/с. На нагнетательный коллектор устанавливают предохранительный клапан, пневматический компенсатор и присоединяют нагнетательный патрубок манифольда. Приемный коллектор с высасывающими клапанами присоединяется к боковым приливам гидрокоробки.

Цилиндровые втулки, неподвижно установленные в горизонтальных расточках гидрокоробки, являются наиболее крупной по габаритам и металлоемкости сменной деталью буровых насосов. Конструктивное исполнение, длина, наружные и внутренние диаметры их регламентируются отраслевыми стандартами. Цилиндровые втулки изготавливают из высокоуглеродистых и легированных сталей. За рубежом их выполняют из хромистых чугунов и керамики. Внутренняя поверхность цилиндрических втулок упрочняется закалкой с нагревом токами высокой частоты, борированием, хромированием и другими химико-термическими методами.

Для работы при давлениях более 20 МПа эффективны биметаллические цилиндрические втулки, наружная часть которых изготавливается из конструкционных углеродистых сталей, а внутренняя — из высоколегированных сталей либо чугунов. Согласно действующим нормам, шероховатость внутренней поверхности их не превышает $R_a=0,63$ мкм для буровых насосов мощностью 190—950 кВт и $R_a=0,32$ мкм при мощности насоса 1180 кВт. Глубина упрочненного рабочего слоя при термообработке токами высокой

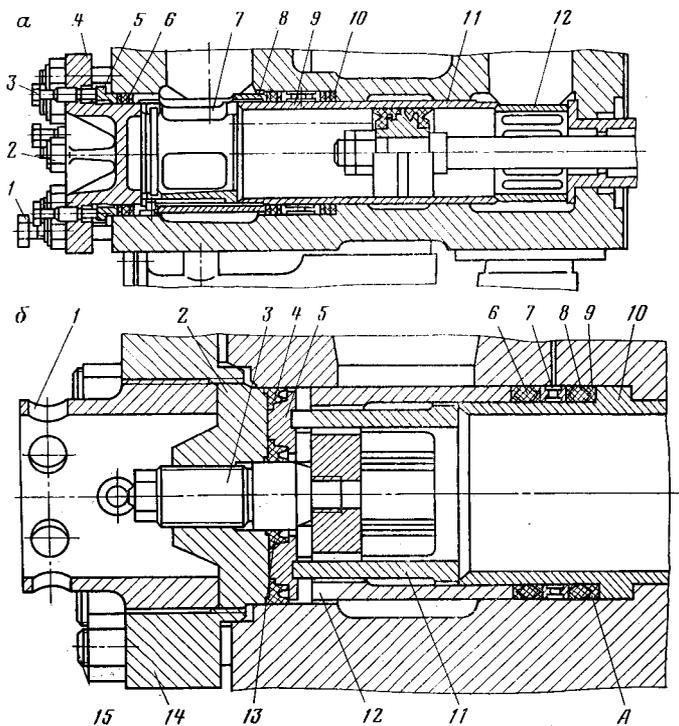


Рис. XIV.6. Узел крепления и уплотнения цилиндровой втулки

частоты достигает 3 мм, а поверхностная твердость не менее HRC 60.

Наружная поверхность цилиндрических втулок — гладкая либо с кольцевым буртиком. В зависимости от формы изменяется способ крепления и уплотнения их в гидрокоробке. Цилиндрическая втулка 11, показанная на рис. XIV.6, а, имеет гладкую наружную поверхность. В расточке гидрокоробки она крепится посредством распорных стаканов 12 и 7, снабженных окнами для прохода прокачиваемой жидкости. В наружный торец стакана 7 упирается крышка 4 поршневой полости гидрокоробки. Неподвижность втулки обеспечивается осевым натягом, создаваемым при затяжке шпилек 2, крепящих крышку к гидрокоробке.

Для уплотнения цилиндрической втулки в канавку гидрокоробки устанавливают манжеты 10, разделенные промежуточной металлической втулкой 9. Осевая затяжка уплотнений создается грядбуксой 5 и дистанционной втулкой 8 и регулируется болтами 3, винченными в крышку 4. Манжеты 6, расположенные между грядбуксой и дистанционной втулкой, служат для уплотнения крышки 4. При смене цилиндрической втулки и манжет крышка 4 выпрессовывается с помощью болтов 1.

На рис. XIV.6, б цилиндрическая втулка 10 наружным кольцевым буртиком опирается в заточку гидрокоробки, поэтому для крепления втулки используется один распорный стакан 11, расположенный со стороны поршневой полости гидрокоробки. Осевая затяжка цилиндрической втулки регулируется гайкой 1, ввернутой во фланцевую втулку 14, которая шпильками 15 крепится к гидрокоробке. Усилие затяжки передается цилиндрической втулке посредством крышки 2, упорного кольца 5 и стакана 11.

Цилиндрическая втулка уплотняется манжетами 6 и 8, которые устанавливаются между распорными кольцами 9 и разделяются промежуточной втулкой 7. Осевая затяжка уплотнений регулируется винтом 3, ввинченным в крышку 2. Усилие затяжки передается манжетом посредством втулки 12, в днище которой имеются отверстия с перемычками, входящими в продольные пазы стакана 11. Поэтому обеспечиваются их относительная подвижность и раздельная затяжка цилиндрической втулки и уплотнений.

Использование гайки 1 и винта 3 вместо шпилек 2 и болтов 3, как показано на рис. XIV.6, а, позволяет более равномерно и быстро затягивать цилиндрическую втулку и ее уплотнения. Для уплотнения поршневой полости гидрокоробки кроме манжета 4 имеется дополнительная манжета 13, используемая для уплотнения зазора между крышкой 2 и винтом 3. Уплотнение цилиндрической втулки контролируется по появлению утечек прокачиваемой жидкости через дренажные отверстия в гидрокоробке, сообщающиеся с кольцевыми выточками втулки 7.

В более ранних конструкциях буровых насосов использовался совмещенный способ крепления и уплотнения цилиндрической втулки затяжкой шпилек ее крышки. При этом способе упрощается конструкция гидравлического блока, но исключается возможность повторной затяжки уплотнений втулки при появлении утечек в процессе эксплуатации насоса. В результате ограничивается срок службы и соответственно возрастают расход уплотнений и время на ремонтные работы, связанные с их сменой. Указанные недостатки становятся особенно заметны в насосах высокого давления. Для замены поршня без нарушения крепления цилиндрической втулки в некоторых конструкциях буровых насосов в крышку для крепления и уплотнения цилиндрической втулки устанавливается дополнительная крышка для извлечения поршня.

Для уплотнения штока (рис. XIV.7, а) используются шевронные манжеты, собираемые в пакет. Число манжет в уплотнительном пакете обычно не превышает четырех и выбирается с учетом давления насоса, диаметра штока, а также конструктивных размеров уплотнительного узла. Манжеты 12 надеваются с натягом на шток 14 и втулку 1, служащую одновременно опорой цилиндрической втулки. Для этого втулка 1 снабжена фланцем и устанавливается в гидрокоробку с внутренней стороны ее горизонтальной расточки. Благодаря плотной посадке и упругости манжет обеспечивается герметичность соединения при низких давлениях в штоковой полости насоса.

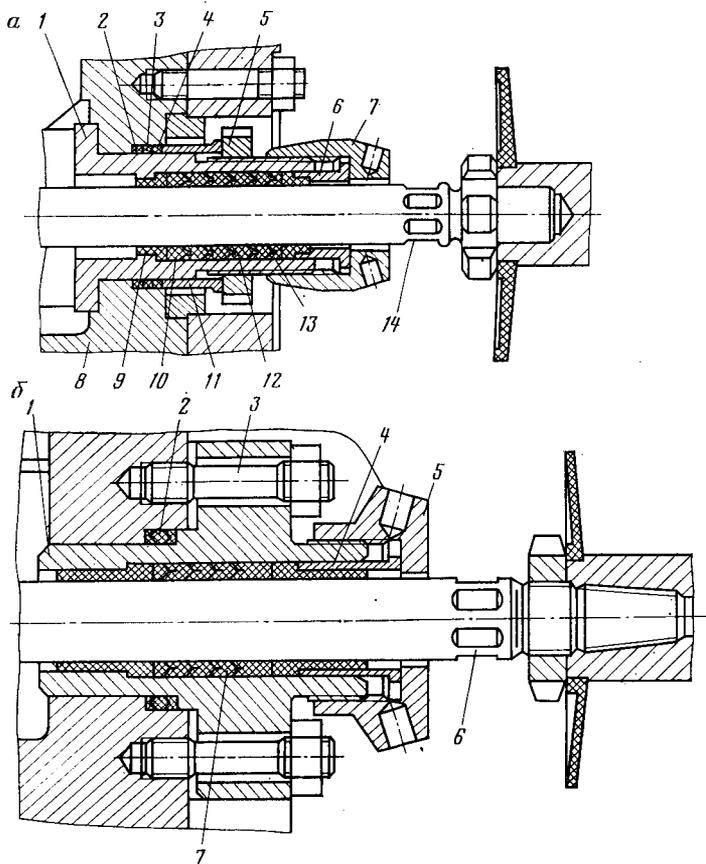


Рис. XIV.7. Уплотнение штока

Для улучшения начального контакта с уплотняемыми поверхностями манжеты помещаются между фасонными опорными 13 и распорным 10 кольцами (манжодержателями), изготовленными соответственно из резины и капрона. Скосы манжет поджимаются к уплотняемой поверхности конической частью распорного кольца 10. Опорное кольцо 13 сажается с минимальными радиальными зазорами (0,05—0,08 мм) для предохранения манжеты от затягивания в зазор. Затяжка манжет регулируется гайкой 7, навинченной на втулку 1. Усилие затяжки передается манжетам посредством грундбуксы 6 и нажимных капроновых втулок 9. Неподвижное соединение втулки 1 и гидрокоробки 8 герметизируется манжетным уплотнением, состоящим из распорного кольца 2, манжеты 3 и опорного кольца 4. Затяжка уплотнения осуществляется нажимной втулкой 11 и гайкой 5.

Уплотнение штока, показанное на рис. XIV.7, б, используется в гидрокоробках с односторонней торцевой опорой цилиндровой

штулки. В рассматриваемой конструкции штулка 1 используется лишь в качестве корпуса манжетных уплотнений и отличается тем, что для соединения с гидрокоробкой снабжается наружным фланцем. Манжета 7 и уплотнение штока 6 затягивается с помощью грундбоксы 4 и накидной гайки 5. Неподвижное соединение фланцевой штулки и гидрокоробки герметизируется манжетой 2, затяжка которой регулируется крепежными шпильками 3. Указанные конструктивные отличия позволяют облегчить смену изношенных уплотнений штока.

При высоких давлениях и туговой затяжке уплотнительного пакета возрастают контактные давления и силы трения между манжетами и штоком. Для уменьшения трения и утечек поверхность штока, контактирующая с манжетами, как указывалось ранее, обрабатывается с высокой точностью и чистотой. Наиболее эффективны хромовые покрытия, придающие поверхностному слою штока высокую твердость (HRC 60), теплостойкость, антифрикционные и противозадирные свойства.

Всасывающий и нагнетательный клапаны бурового насоса взаимозаменяемы и состоят (рис. XIV.8) из седла 1 тарели 4, образующих вместе с пружиной 11, крышкой 8 и упорным винтом 9 клапанную коробку. Присоединительные размеры клапанной коробки регламентируются ОСТ-26-02-1129—75.

Седла клапанов штампуются из хромокремнистой или хромистой стали, закаленной на твердость HRC 50—56. В гидрокоробке 15 растачиваются гнезда для посадки седел. Стыкуемые поверхности гнезда и седла клапана имеют конусность 1:5, обеспечивающую разборку соединения при замене изношенных седел. Для надежного уплотнения стыка посадочные пояски седел и их гнезд в гидрокоробке обрабатываются по 2-му классу точности и имеют шероховатость не более $R_a = 1,25$ мкм.

Наружную поверхность седла клапана и внутреннюю поверхность гнезда в гидрокоробке контролируют парными калибрами. Прилегание указанных поверхностей к калибру при контроле на краску с толщиной слоя до 5 мкм должно быть по сплошному кольцу шириной не менее 20 % длины образующей седла клапана. Нарушение этих требований приводит к промывке стыкуемых поверхностей прокачиваемой жидкостью и выводу из строя седла клапана и дорогостоящей гидрокоробки. К недостаткам рассматриваемого соединения типа металл по металлу относятся трудности разборки, возможность повреждения посадочных поверхностей при выпрессовке седел; склонность к контактной коррозии и понижение усталостной прочности соединяемых деталей вследствие концентрации напряжений.

Во внутренней расточке седла установлена крестовина 13 с резиновой штулкой 14 для нижнего направляющего штока тарели. Крестовина не воспринимает осевой нагрузки от тарели и удерживается в седле пружинным кольцом 12. Седло снабжено внутренним конусом для посадки тарели. Уплотнение клапана обеспечивается резиновой манжетой 3. Манжета выступает

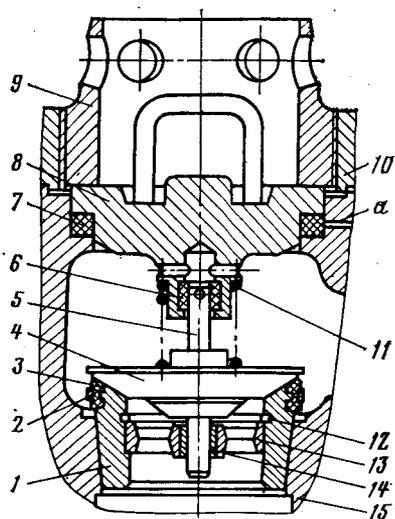


Рис. XIV.8. Клапанная коробка

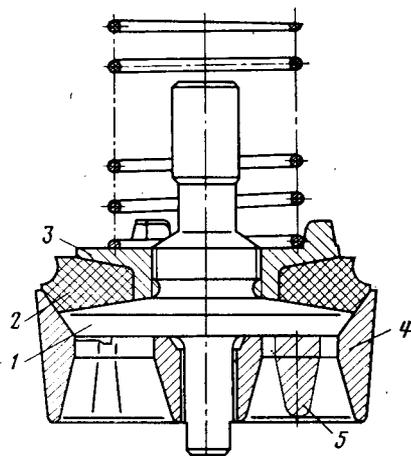


Рис. XIV.9. Клапан к трехпоршневому буровому насосу

относительно внутреннего посадочного конуса седла, в связи с чем улучшается герметизация клапана, смягчаются удары при его работе, что способствует повышению срока службы седла и тарели клапана. Металлическая обойма 2 предохраняет манжету от развала.

Седла и тарели клапана имеют угол конуса 45 либо 60°, шероховатость поверхности посадочных поясков не грубее $R_a = 1,25$ мкм и твердость не менее HRC 48—50. Клапанное отверстие гидрокоробки закрывается крышкой 8, снабженной ручкой. Крышка герметизируется манжетой 7, установленной в расточке гидрокоробки. Уплотнение затягивается упорным винтом 9, накрученным на фланец 10 гидрокоробки. Герметичность уплотнения контролируется по появлению утечек через контрольное отверстие *a* в гидрокоробке. В случае повреждения резьбы фланец заменяют новым и поэтому сохраняется более дорогая гидрокоробка.

Винт 9 снабжен упорной резьбой крупного шага, обычно применяемой при больших односторонних осевых нагрузках. Дно крышки имеет прилив, в расточке которого установлена резиновая втулка 6 для верхнего направляющего штока тарели. Витая пружина 11, установленная между крышкой и тарелью, обеспечивает нормально закрытое положение клапана и своевременную посадку тарели при работе насоса. Начальная (установочная) нагрузка пружины примерно в 10 раз превышает вес тарели клапана.

Высота подъема клапана зависит от плотности и газонасыщенности промывочной жидкости, от подачи насоса и ограничива-

ется глубиной расточки для верхнего направляющего штока 5 тарели в крышке клапана.

В буровых насосах используются клапанные устройства, отличающиеся от рассмотренных конструкцией седел, тарелей и уплотняющих элементов. На рис. XIV.9 показан клапан, в котором уплотнительное резиновое кольцо 2 установлено на тарели 1 и закреплено гайкой 3. Тарель садится на крестовину 5, выполненную за одно целое с седлом 4. Соединение седла и крестовины в единую деталь позволяет значительно увеличить проходное отверстие клапана и благодаря этому снизить гидравлические сопротивления и улучшить условия всасывания и нагнетания промывочной жидкости.

Важный резерв повышения долговечности и экономичности клапанов буровых насосов — выбор наиболее эффективных материалов и способов упрочнения деталей, входящих в клапанный узел. ВНИИнефтемаш рекомендует седла клапанов изготавливать из сталей марок 38ХС либо 40Х, а тарели из стали марки 40Х взамен более дорогих и дефицитных хромоникелемолибденовых сталей. Установлено, что по сравнению с объемной закалкой более эффективно упрочнение поверхностей седла и тарели поверхностной закалкой токами высокой частоты. Уплотнение и направляющие втулки клапанов изготавливают из маслобензиностойкой резины ИРП 1293.

Поршень плотно перекрывает отверстие цилиндровой втулки и, перемещаясь по направлению ее оси, сообщает прокачиваемой жидкости избыточное давление. Поршни буровых насосов имеют резинометаллическую конструкцию (рис. XIV.10) и состоят из стального сердечника 1 и резиновых самоуплотняющихся манжет 2. Две манжеты с воротниками, направленными в противоположные стороны, обеспечивают двустороннее уплотнение поршня в цилиндровой втулке. Сердечники снабжены конусным (а, в, г, д) либо цилиндрическим (б, е) отверстием для соединения поршня со штоком. Наружная часть сердечника имеет кольцевые канавки и выступы, обеспечивающие прочное соединение с привулканизированными резиновыми манжетами.

В поршнях с механическим соединением манжет (рис. XIV.10, в, г, д) сердечники имеют более простую форму. Манжеты 2 надеваются на ступицу сердечника 1 и закрепляются металлическими шайбами 4 и разрезными пружинными кольцами 5. Для облегчения сборки манжет ступицы имеют заходные фаски. В некоторых конструкциях (рис. XIV.10, в, д, е) затылочная часть резиновой манжеты упирается в износостойкую и более жесткую пластмассовую прокладку 3.

Под давлением нагнетаемой жидкости пластмассовая прокладка деформируется в радиальном направлении и затрудняет затекание резиновой манжеты в зазор между цилиндровой втулкой и разделительным пояском сердечника. В результате предотвращаются повреждения поршня из-за усталостного выкрашивания манжет.

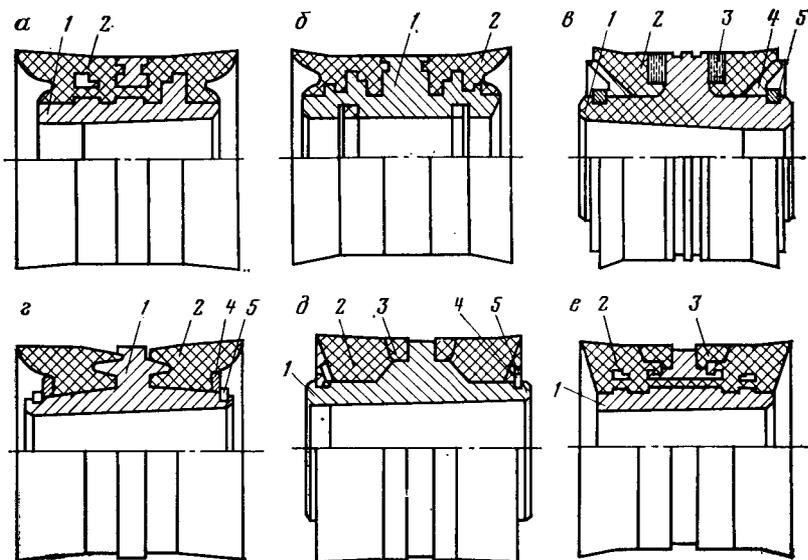


Рис. XIV.10. Поршни буровых насосов двустороннего действия

Кольцевые консоли на разделительном пояске сердечника 1 (рис. XIV.10, *г*) и коническая наружная фаска на манжетах 2 способствуют равномерному распределению контактных давлений по длине манжеты, что благоприятно влияет на долговечность поршня и цилиндрических втулок.

Из рассматриваемых конструкций наиболее распространен поршень, показанный на рис. XIV.10, *а*.

Поршневые насосы одностороннего действия характеризуются повышенной частотой и укороченной длиной хода поршней. Вследствие этого уменьшаются их габариты и масса по сравнению с двухпоршневыми насосами двустороннего действия. К другим преимуществам насосов одностороннего действия следует отнести отсутствие уплотнений штока, снижение необходимой степени редукции зубчатой передачи, сокращение числа клапанов насоса и манжет поршня.

Трехпоршневой буровой насос одностороннего действия (рис. XIV.11) отличается от двухпоршневого насоса одностороннего действия конструкцией одноименных узлов и деталей.

Трансмиссионный вал 7 (рис. XIV.12) устанавливается на спаренных конических подшипниках 6, предназначенных для работы при особо тяжелых нагрузках. Коренной вал состоит из трех литых эксцентриков 2, 10, 13, жестко связанных с прямым валом 5, вращающимся на подшипниках 4, установленных в стакане 3. Равномерное угловое смещение эксцентриков способствует их взаимному уравниванию и устраняет вредное влияние дисбаланса на работу коренных подшипников вала.

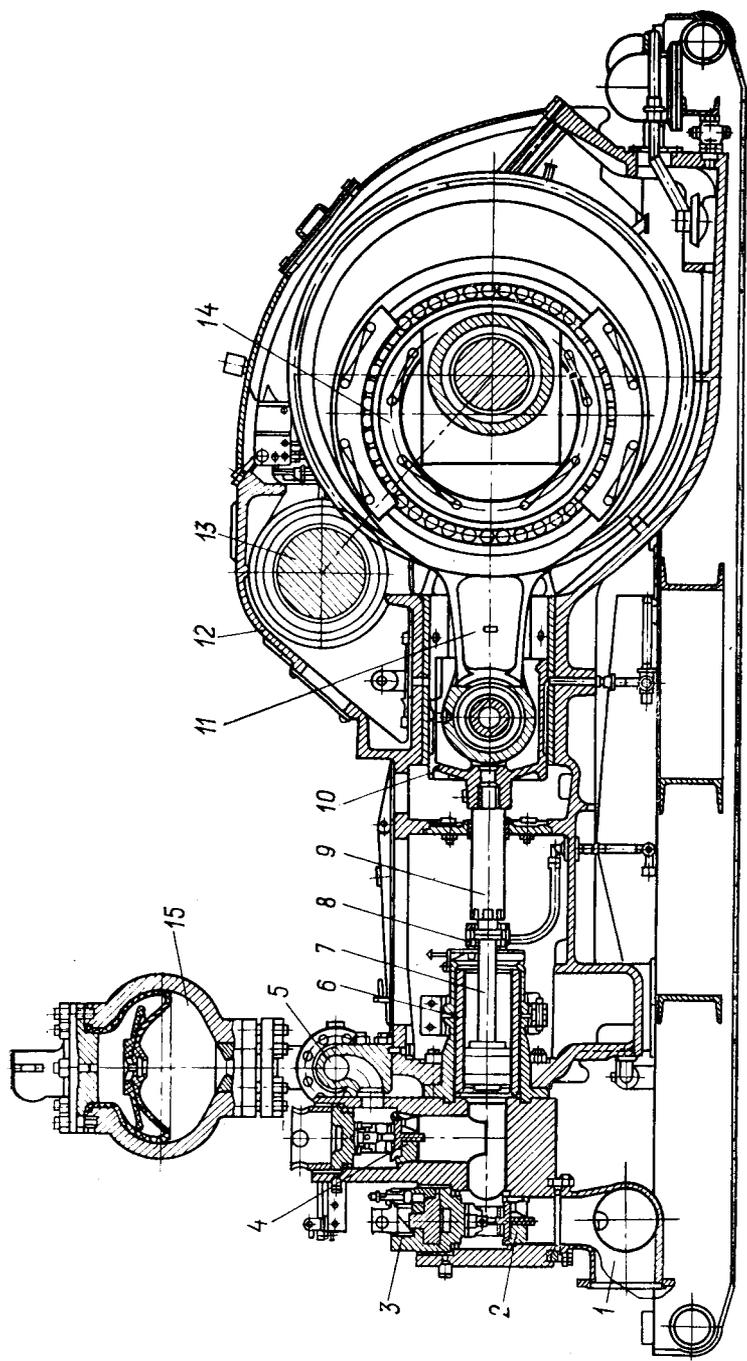


Рис. XIV.11. Буровой поршневой насос одностороннего действия:

1 — всасывающий коллектор; 2 — всасывающий клапан; 3 — крышка клапанной коробки; 4 — нагнетательный клапан; 5 — нагнетательный коллектор; 6 — цилиндрическая втулка; 7 — шток; 8 — быстроразъемный хомут; 9 — контршток; 10 — ползун; 11 — шатун; 12 — станина насоса; 13 — трансмиссионный вал; 14 — коренной вал; 15 — компенсатор

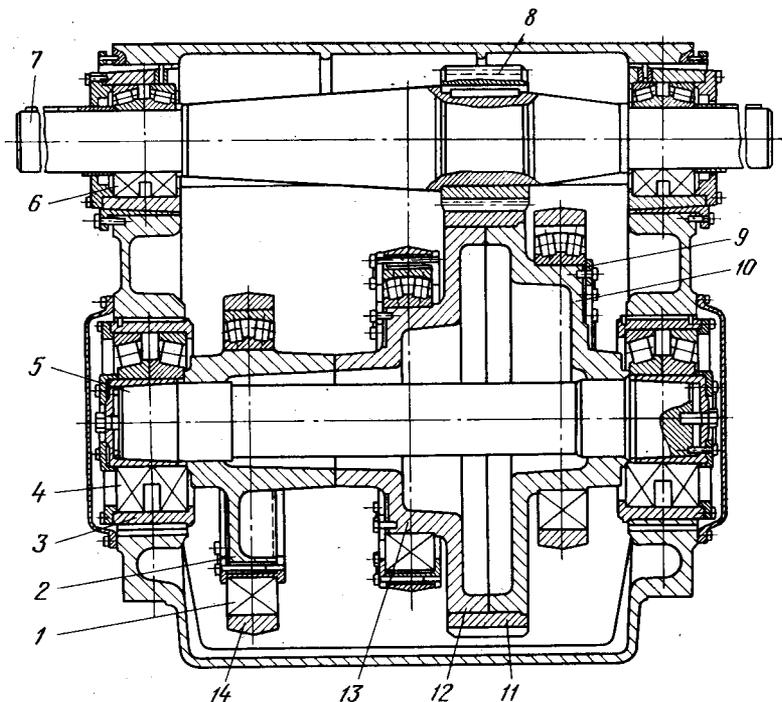


Рис. XIV.12. Трансмиссионная часть трехпоршневого бурового насоса

Вращение коренному валу передается цилиндрической зубчатой передачей, состоящей из шестерни 8 и зубчатого венца 11 с косыми либо шевронными зубьями, закрепленного на литом ободе 12. Зубчатая передача смещена относительно продольной оси насоса и располагается между средним 13 и крайним 10 эксцентриками. Мотылевые шейки шатунов 14 соединяются с эксцентриками посредством роликовых подшипников 1, закрепленных кольцевыми секторами 9.

Малая шейка шатуна с валиком ползуна соединяется игольчатым подшипником. Благодаря меньшей длине хода поршня диаметр эксцентриков и длина шатуна насосов одностороннего действия меньше, чем насосов двустороннего действия. Подвижные детали и узлы приводного блока смазываются с помощью масляного насоса и окунанием в масляную ванну.

Гидрокоробки насосов одностороннего действия различаются взаимным положением всасывающего 1 и нагнетательного 2 клапанов. Несосное расположение клапанов (рис. XIV.13, а) обеспечивает удобство смены всасывающего клапана, но при этом увеличивается объем мертвого пространства рабочей камеры насоса, занимаемый жидкостью в конце хода нагнетания. При соосном

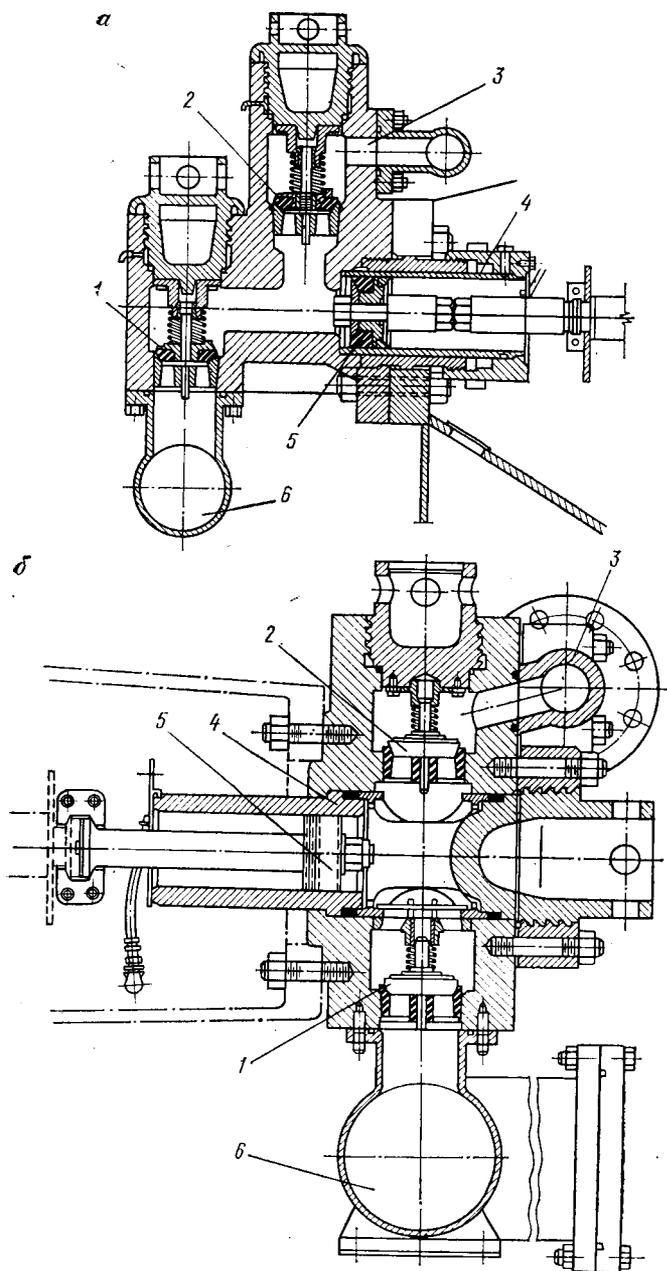


Рис. XIV.13. Гидравлическая часть насоса одностороннего действия с различными клапанными коробками

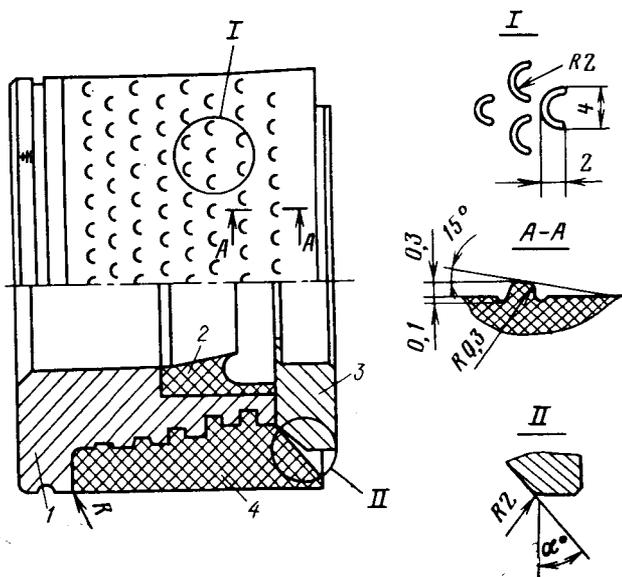


Рис. XIV.14. Поршень трехпоршневого бурового насоса одностороннего действия

расположении клапанов (рис. XIV.13, б) объем мертвого пространства уменьшается, однако затрудняется смена всасывающего клапана.

Подобно насосам двустороннего действия гидрокоробки крепятся к станине насоса и связаны между собой приемным 6 и нагнетательным 3 коллекторами. Цилиндровые втулки 4 насосов одностороннего действия отличаются меньшей длиной и массой и имеют гладкую наружную поверхность (рис. XIV.13, а) либо снабжены наружным кольцевым буртиком (рис. XIV.13, б). Значительная часть цилиндрической втулки выносится из гидрокоробки в сторону приводного блока. В результате этого уменьшаются габариты гидрокоробок и длина штока. Простая конструкция узлов крепления и уплотнения цилиндрических втулок способствует сокращению продолжительности ремонтных работ, связанных с их заменой. Одностороннее действие насоса позволяет упростить конструкцию поршня 5.

ВНИИнефтемашем разработан поршень (рис. XIV.14) для насосов одностороннего действия, который состоит из стального сердечника 1, шайбы 3 и привулканизованных к сердечнику наружной уплотняющей манжеты 4 и внутреннего уплотнения 2, герметизирующего неподвижный цилиндрический стык между поршнем и штоком. Поверхность манжеты 4 имеет дугообразные выступы, которые способствуют проникновению смазочно-охлаждающей жидкости в зону контакта манжеты с цилиндрической втулкой при всасывании. Под давлением нагнетания манжета уплотняется и в образовавшихся на ее поверхности впадинах удерживается часть

Таблица XIV.1 Техническая характеристика буровых насосов

Параметры	БРН-1	УНБТ-600	У8-6МА2	У8-7МА2	УНБТ-800	УНБТ-950	УНБТ-1180
Мощность насоса, кВт	365	600	585	850	800	950	1180
Полезная мощность насоса, кВт	330	540	500	710	720	855	1060
Число поршней	2	3	2	2	3	3	3
Число рабочих камер цилиндра	2	1	2	2	1	1	1
Максимальное число двойных ходов поршня в 1 мин	72	135	66	66	135	125	125
Ход поршня, мм	300	250	400	400	250	290	290
Внутренний диаметр цилиндрических втулок, мм:							
наибольший	180	180	200	200	180	180	180
наименьший	130	120	130	140	130	140	140
Подача, л/с:							
наибольшая	34,8	42,9	50,9	50,9	41,4	46	46
наименьшая	16,4	19,1	18,9	22,7	22,4	28,8	28,8
Давление на выходе из насоса, МПа:							
наименьшее	9,8	11,3	9,6	14,2	17	19	24
наибольшее	20	25	25	32	32	32	40
Диаметр штока поршня, мм	65	65	80	80	70	60	60
Максимальная частота вращения трансмиссионного вала, об/мин	330	425	325	337	412	566	566
Передаточное число зубчатой пары	4,15	3,15	4,92	5,11	3,05	4,53	4,53
Диаметр проходного отверстия седла клапана, мм	145	145	145	145	135	145	145
Диаметр проходного отверстия коллектора, мм:							
всасывающего	200	200	275	275	230	230	230
нагнетательного	95	95	109	125	100	100	100
Габариты насоса, мм:							
длина	4160	4460	5000	5340	4470	5550	5550
ширина	2430	2720	3000	3340	2980	3250	5400
высота	2710	1640	3240	3400	2200	3250	3400
Масса насоса со шкивом, т	13,2	19	27,7	37,3	22,4	22,7	23,5

смазки. В результате этого снижается износ поршня и цилиндрической втулки. При остановках выступы на поверхности противодействуют прилипанию манжеты к рабочей поверхности цилиндра, нагреваемой в процессе работы насоса. Шайба 3 сохраняет прочность соединения манжеты с сердечником при нагреве от трения цилиндропоршневой пары.

Данные промысловых наблюдений показывают, что долговечность и ремонтпригодность трехпоршневых буровых насосов выше, чем двухпоршневых.

Показатели надежности насосов

Вид насоса	Двухпоршневой двухстороннего действия (У8-6МА2; У8-7МА2)	Трехпоршневой одностороннего действия (УНБТ-950)
Средняя наработка насоса на отказ, ч	11,5	18,0

Среднее время восстановления, ч	2,5	0,7
Относительные ресурсы:		
поршня	1	1
цилиндровой втулки	1,8	2,4
нагнетательного клапана	3,2	4,5
всасывающего клапана	3,2	4,5
штока с уплотнением	1,5	—
Кэффициент готовности	0,93	0,97
Стоимость 1 ч работы насоса по затратам на сменные детали, руб.	3,4	1,7

В табл. XIV.1 приведена техническая характеристика отечественных буровых насосов.

§ 3. ПНЕВМОКОМПЕНСАТОРЫ

Пневмокомпенсаторы служат для выравнивания пульсаций давления, вызываемых колебаниями подачи жидкости из-за неравномерной скорости поршней в насосах.

Пневмокомпенсатор представляет собой закрытый сосуд, заполняемый сжатым воздухом либо азотом. При подаче жидкости объем газа в нем уменьшается и в результате этого начальное давление газа возрастает до рабочего давления насоса. При работе насоса объем газа в пневмокомпенсаторе периодически изменяется в пределах изменения подачи насоса за один двойной ход.

Колебание давления газа характеризуется коэффициентом неравномерности давления, значения которого при изотермическом изменении состояния газа определяются из выражения

$$\delta_p = \Delta V p_{cp} / V_0 p_0, \quad (\text{XIV.1})$$

где ΔV — изменение объема газа вследствие неравномерной подачи насоса за один двойной ход; p_{cp} — среднее давление газа при работе насоса; V_0 — объем газа при начальном давлении; p_0 — давление предварительно закачиваемого газа, принимаемое за начальное.

При работе насоса начальный объем газа в пневмокомпенсаторе изменяется обратно пропорционально давлению:

$$V_0 p_0 = V_{\min} p_{\max} = V_{\max} p_{\min} = V_{cp} p_{cp},$$

где V_{\min} и V_{\max} — объемы газа при периодическом изменении рабочего давления от p_{\max} до p_{\min} ; V_{cp} — средний объем газа при работе насоса; p_{cp} — среднее рабочее давление насоса.

Изменение объема газа в пневмокомпенсаторе

$$\Delta V = V_{\max} - V_{\min} = \Delta q,$$

где Δq — изменение подачи насоса за один двойной ход.

Отношение $\Delta V / V_0$ в процессе работы насоса в заданном режиме остается постоянной величиной. Из этого следует, что, согласно формуле (XIV.1), неравномерность давления пневмоком-

пенсатора можно регулировать давлением закачиваемого газа, определяющим энергоемкость пневмокомпенсатора: $u = V_0 p_0$.

В зависимости от предельных давлений, определяемых мощностью и подачей насоса, начальное давление в пневмокомпенсаторе устанавливается в диапазоне: $0,25 p' < p_0 < 0,8 p''$, где p' и p'' — предельное давление соответственно при минимальной (наименьшем диаметре сменных втулок) и максимальной (наибольшем диаметре сменных втулок) подаче.

Давление в пневмокомпенсаторе стабилизируется по мере приближения начального давления газа к рабочему давлению насоса. При этом достигается максимально возможное выравнивание пульсаций давления и скорости жидкости, нагнетаемой в бурильную колонну.

Для предохранения газа от утечек и растворения в прокачиваемой жидкости пневмокомпенсаторы снабжаются разделителем диафрагменного либо поршневого типа.

Диафрагменный компенсатор (рис. XIV.15), широко используемый в отечественной и зарубежной практике бурения, состоит из толстостенного сферического корпуса 9, крышки 5, штуцера 2 и эластичной диафрагмы 7. Корпус изготавливается из стального литья и после механической обработки имеет гладкую внутреннюю поверхность. Для такелажирования при монтаже и ремонте корпус снабжается проушинами. При одинаковой энергоемкости сферическая форма его по сравнению с цилиндрической придает пневмокомпенсатору компактность, при этом масса его меньше.

Диафрагма 7, отделяющая верхнюю газовую полость от жидкости, поступающей через штуцер, имеет сферическую форму с горловиной, уплотняемой в проточках корпуса и крышки 5. Крышка затягивается шпильками, ввернутыми в корпус. Диафрагма изготавливается из прорезиненной ткани и при полной разрядке пневмокомпенсатора плавно прилегает к внутренней его поверхности. Образование складок и деформирование диафрагмы при этом нежелательны вследствие возможной потери эластичности, особенно в условиях низкой температуры.

Отверстие Б пневмокомпенсатора перекрывается конусным утолщением диафрагмы. Металлическая шайба 8 и диск 6 из прорезиненной ткани устраняют возможность выдавливания диафрагмы в отверстие штуцера 2 и способствуют плотному прилеганию конуса диафрагмы к штуцеру при вытеснении жидкости из пневмокомпенсатора во время остановок насоса. На крышке установлен угловой вентиль 3 для зарядки пневмокомпенсатора сжатым газом. Пневмокомпенсаторы заряжаются воздухом, нагнетаемым компрессором высокого давления либо азотом, доставляемым в баллонах.

Давление газа контролируется манометром 4, снабженным вентилем. Манометр включается с помощью вентиля перед пуском насоса для контроля начального давления в пневмокамере. При работе насоса вентиль закрывается, поэтому манометр предохраняется от преждевременных поломок, вызываемых пульса-

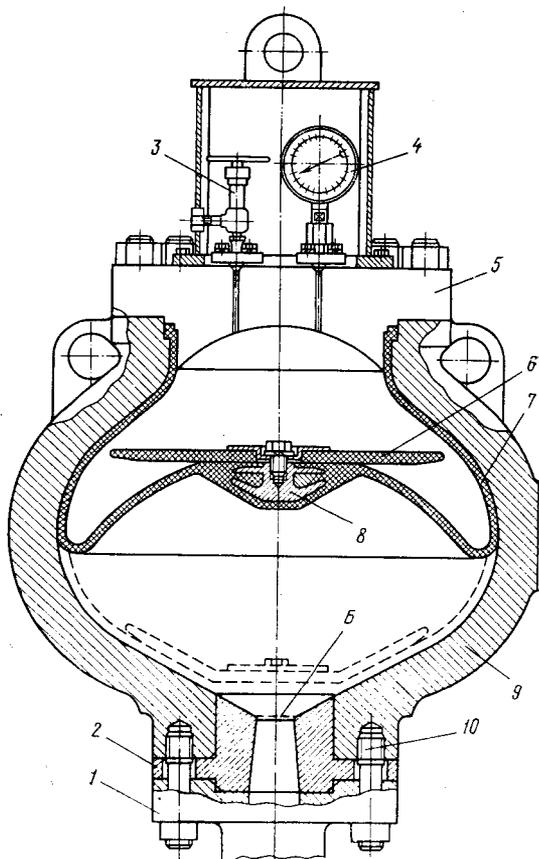


Рис. XIV.15. Сферический компенсатор

цией давления в пневмокамере. Из насоса жидкость поступает в пневмокомпенсатор через штуцер 2, затягиваемый шпильками 10, которые одновременно служат для крепления пневмокомпенсатора к фланцу 1 нагнетательного коллектора насоса.

Долговечность диафрагмы зависит от объемов газа и жидкости при работе насоса, определяемых отношением начального и рабочего давлений в пневмокомпенсаторе. При сравнительно небольших начальных давлениях плоскость перегиба под действием рабочих давлений смещается к верхним сечениям корпуса, имеющим по сравнению со средним сечением меньшую площадь. В результате этого увеличивается изгиб и амплитуда напряжений в деформированных сечениях диафрагмы, вызывающие снижение срока ее службы. При больших начальных давлениях плоскость перегиба смещается вниз и возникает опасность повреждения

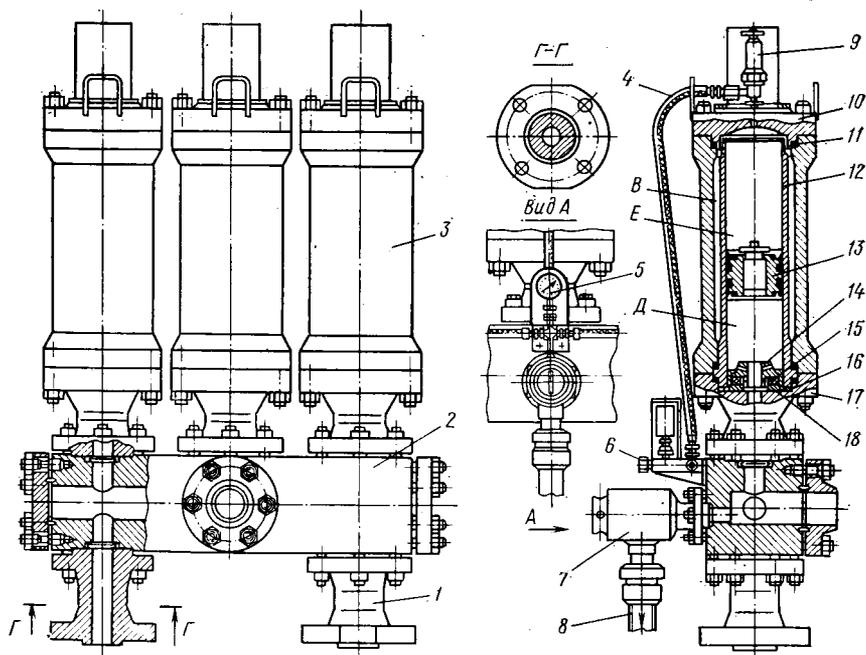


Рис. XIV.16. Пневматический поршневой компенсатор

диафрагмы от соударений с дном корпуса. Для устранения этого требуется своевременное регулирование начального давления.

В буровых насосах используются диафрагменные пневмокомпенсаторы ПК-70-250 и ПК-70-320, геометрические объемы которых равны 70 дм³, а предельные давления соответственно 25 и 32 МПа.

Поршневой пневмокомпенсатор (рис. XIV.16) устанавливается на фланцах 1 и состоит из цилиндрического полого корпуса 3, втулки 12 и поршня 13. Корпус присоединяется к нагнетательному коллектору 2 через промежуточный фланцевый патрубок 17 и закрывается крышкой 10. Втулка 12 посредством наружного буртика крепится в кольцевых проточках сопрягаемых торцов корпуса и патрубка 17. Между втулкой и корпусом образуется кольцевая полость В, сообщающаяся с надпоршневой полостью Е втулки. Полости В и Е служат для закачки газа и герметизируются резиновыми кольцами 11, предохраняющими газ от наружных утечек через стыки в соединениях корпуса с крышкой 10 и патрубком 17.

Поршень 13 перемещается вдоль втулки и отделяет газовую полость пневмокомпенсатора от жидкости, поступающей в подпоршневую полость Д втулки 12 через буферное устройство.

Последнее служит для смягчения ударов поршня и состоит из штуцера 14 с центральным и боковыми проходными отверстиями, резинового амортизатора 15 и металлического кольца 18, удерживаемых в рабочем положении обоймой 16. Распределительный кран 6, бронированный шланг 4 и вентиль 9 служат для заполнения пневмокомпенсатора газом, начальное давление которого контролируется манометром 5.

Конструктивная емкость поршневого пневмокомпенсатора, ограничиваемая практически приемлемыми размерами поршня и втулки, составляет 15 дм³. Для более эффективного гашения пульсаций на нагнетательном коллекторе 2 буровых насосов устанавливают три или четыре параллельно работающих поршневых пневмокомпенсатора. Разъемные детали его закрепляются резьбовыми шпильками. При срабатывании предохранительного клапана 7 жидкость направляется по патрубку 8 в приемные емкости насоса.

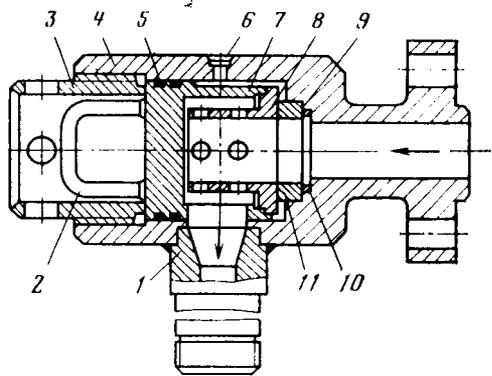
Поршневые пневмокомпенсаторы менее чувствительны к перепадам давления в нагнетательной линии, так как долговечность поршня не зависит от его положения в цилиндрической втулке. По данным сравнительных испытаний, срок службы поршней больше, чем диафрагм. Энергоемкость поршневых пневмокомпенсаторов, определяющая степень неравномерности давления, повышается за счет более высоких начальных давлений и числа пневмокомпенсаторов, легко объединяемых в одну группу. Указанные преимущества поршневых пневмокомпенсаторов имеют важное значение при бурении глубоких скважин и давлениях промывочной жидкости, изменяющихся в широком диапазоне.

Недостаток поршневых пневмокомпенсаторов — наличие сил трения между поршнем и цилиндрической втулкой, что вызывает износ трущихся поверхностей и потерю давления. При значительной массе и больших ускорениях поршня возможны его колебания в упругой газовой полости, которые способны вызвать усталостные разрушения узлов и деталей пневмокомпенсатора. К недостаткам следует также отнести возможность утечки газа из-за промерзания манжет при длительных остановках насоса в зимнее время.

§ 4. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Предохранительные клапаны предназначены для ограничения повышения давления жидкости сверх установленной величины с целью предотвращения аварий в насосном агрегате и нагнетательной линии от перегрузок, а также обеспечения безопасности работ. Предохранительные клапаны действуют эпизодически, например при образовании пробок, ошибочном пуске насоса при закрытых задвижках и в других подобных случаях, вызывающих чрезмерное увеличение давления насосов. Поршневые насосы почти не снижают подачу жидкости при возрастании сопротивлений в нагнетательной линии. Поэтому в поршневом насосе для

Рис. XIV.17. Предохранительный клапан



безопасного выхода промывочной жидкости в случаях превышения предельного давления обязательно должен быть предохранительный клапан.

В буровых насосах используются предохранительные клапаны диафрагменного (пластинчатого) типа (рис. XIV.17), рабочая часть которых представляет собой герметично закрепленную по наружному контуру пластину 9, воспринимающую давление промывочной жидкости. При повышении давления сверх заданного значения диафрагма срезается кромками зажимного калиброванного кольца 11. В буровых насосах используются диафрагмы из листовой латуни марки Л62 толщиной 0,4—0,5 мм и наружным диаметром $88 \pm 0,5$ мм.

Диаметр отверстия зажимного кольца определяется из условия

$$p\pi d^2/4 = \pi d s \tau_{ср},$$

откуда

$$d = 4s\tau_{ср}/p,$$

где d — диаметр отверстия кольца, закрываемого пластиной, мм; s — толщина пластины, мм; $\tau_{ср}$ — предел прочности на срез материала пластины, МПа; p — предельное давление, МПа.

Согласно опытным данным, установлено, что среднестатистическое значение предела прочности на срез пластин из латуни Л62 составляет 2,3 МПа.

Корпус 4 снабжен фланцем для крепления предохранительного клапана к нагнетательному коллектору бурового насоса. Стыкуемые фланцы уплотняются резиновой прокладкой, затягиваемой шпильками либо болтами. Диафрагма 9 устанавливается в расточке корпуса между резиновой прокладкой 10 и калиброванным кольцом 11. С помощью резьбового зажимного стакана 3, упорной 7 и перфорированной 8 втулок кольцо 11 плотно прижимается к диафрагме. Упорная втулка, снабженная манжетным уплотнителем 5 и ручкой 2, предохраняется от проворота дюбе-

лем 6. При срабатывании клапана промывочная жидкость через срезанную диафрагму и втулку 8 направляется в патрубок 1 и далее по трубопроводу поступает в приемную емкость.

§ 5. КИНЕМАТИКА БУРОВЫХ НАСОСОВ

Основная задача кинематики буровых насосов — определение перемещения, скорости и ускорения поршня. Кинематическому анализу предшествует выбор геометрических параметров кривошипно-шатунного механизма согласно заданным техническим показателям и характеристике проектируемого насоса. Радиус кривошипа принимается равным половине длины хода поршня. Длина шатуна выбирается с учетом возможности проворачивания кривошипа, габаритов насоса и угла передачи, образуемого шатуном и перпендикуляром к направляющей ползуна. От угла передачи μ зависит усилие в шатуне R , возникающее в результате разложения действующих на ползун сил сопротивлений (рис. XIV.18).

$$R = F/\sin \mu.$$

Угол передачи μ зависит от соотношения длин кривошипа и шатуна. Укорочение шатуна позволяет сократить длину бурового насоса, но приводит к уменьшению угла передачи. В связи с этим возрастает усилие в шатуне, что обуславливает необходимость увеличения площадей сечения и масс звеньев кривошипно-шатунного механизма. Это неблагоприятно влияет на динамику бурового насоса.

Вследствие жесткой кинематической связи, осуществляемой посредством штока, движения ползуна и поршня совпадают. Поэтому движение поршня описывается формулами, известными из кинематики кривошипно-шатунного механизма. При равномерном вращении угол поворота кривошипа за промежуток времени t составит

$$\varphi = \omega t,$$

где φ — угол поворота, рад; ω — угловая скорость кривошипа, рад/с; t — время, с.

Ползун и поршень при повороте кривошипа на угол φ перемещаются из крайнего левого положения на расстояние

$$x = (r + l) - BO,$$

где r — радиус кривошипа; l — длина шатуна; $BO = BD + DO = = l \cos \beta + r \cos \varphi$; β — угол наклона шатуна.

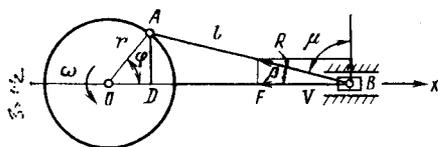


Рис. XIV.18. Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме

После подстановки значения BO получим

$$x = r + l - (l \cos \beta + r \cos \varphi) = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \beta). \quad (\text{XIV.2})$$

В практических расчетах пользуются приближенной формулой перемещения поршня. Из рассмотрения треугольников BAD и AOD имеем

$$r \sin \varphi = l \sin \beta,$$

откуда

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \varphi,$$

тогда

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2}.$$

Полученный радикал разлагается в ряд

$$\begin{aligned} \cos \beta &= \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2 - \\ &- \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^4 - \dots \end{aligned}$$

В буровых насосах отношение длин кривошипа и шатуна изменяется в пределах: $r/l = 1/6 \div 1/5$. При $r/l = 1 : 5$, второй член полученного ряда достигает наибольшего значения при $\sin \varphi = 1$ и равен 0,02, а третий — 0,0002. Пренебрегая этими членами ряда из-за их малой величины, получаем более простую формулу для определения перемещения поршня:

$$x = r(1 - \cos \varphi). \quad (\text{XIV.3})$$

Из формулы (XIV.3) скорость движения поршня

$$v = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = r\omega \sin \varphi, \quad (\text{XIV.4})$$

так как $d\varphi/dt = \omega$.

Ускорение движения поршня

$$a = dv/dt = r\omega^2 \cos \varphi. \quad (\text{XIV.5})$$

По аналогии из формулы (XIV.2) можно получить более точные выражения для скорости и ускорения поршня, учитывающие длину шатуна:

$$v = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{r}{2l} \sin \varphi \right);$$

$$a = r\omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{r}{2l} \cos 2\varphi \right).$$

Эксцентрикый вал образуется путем увеличения размеров цапфы, находящейся в точке A , за пределы оси вращения O (рис. XIV.18): $R > r$, где R — радиус эксцентрика; r — радиус кривошипа.

Радиус кривошипа в механизме эксцентрика называется эксцентриситетом. Кинематика эксцентрикowego механизма от диаметра самого эксцентрика (диска) не зависит и описывается формулами, полученными для кривошипного вала.

В идеально работающем насосе жидкость безотрывно следует за поршнем и при бесконечно малом его перемещении dx подача насоса

$$dq = F dx, \quad (\text{XIV.6})$$

где $F = \pi d^2/4$ — площадь поршня.

Так как $dx = v dt$, то согласно формуле (XIV.4)

$$dx = v dt = r\omega \sin \varphi dt.$$

Подставляя полученное значение dx в выражение (XIV.6), получаем

$$dq = Fr\omega \sin \varphi dt = Fr \sin \varphi d\varphi. \quad (\text{XIV.7})$$

Из уравнения (XIV.7) следует, что при равномерном вращении кривошипа подача жидкости, как и скорость поршня, изменяется по синусоиде. Объемная подача однопоршневого насоса одностороннего действия за ход нагнетания

$$q = \int_0^{\pi} Fr \sin \varphi d\varphi = \left[Fr \cos \varphi \right]_0^{\pi} = 2Fr = FS,$$

где $S = 2r$ — ход поршня.

Мгновенные значения подачи определяются текущей скоростью поршня

$$q_i = Fv_i = Fr\omega \sin \varphi_i,$$

где v_i — текущая скорость поршня; φ_i — текущий угол поворота кривошипа.

Наибольшего значения мгновенная подача достигает при повороте кривошипа на угол $\pi/2$:

$$q_{\max} = Fr\omega \sin \frac{\pi}{2} = Fr\omega = Fr \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi Fr}{T},$$

где $T = 60/n$ — период одного оборота кривошипа.

При значениях угла поворота 0 и π подача равна нулю:

$$q_{\min} = Fr \sin 0 = 0.$$

Среднее значение подачи за один оборот кривошипа

$$q_{\text{ср}} = 2Fr/T.$$

Отношения предельных значений мгновенной подачи к средней мгновенной подаче равны:

$$\delta_{\min} = \frac{q_{\min}}{q_{\text{ср}}} = 0; \quad \delta_{\max} = \frac{q_{\max}}{q_{\text{ср}}} = \frac{2\pi Fr}{T} : \frac{2Fr}{T} = \pi = 3,14.$$

Отношение разности предельных значений мгновенной подачи к средней ее величине характеризует неравномерность подачи и называется коэффициентом неравномерности подачи, который для однопоршневого насоса одностороннего действия, согласно полученным данным, составляет

$$\delta = (q_{\max} - q_{\min})/q_{\text{ср}} = 3,14. \quad (\text{XIV.8})$$

В двухпоршневых насосах двустороннего действия коэффициент неравномерности подачи определяется по формуле [18]:

$$\delta = \frac{0,64 + 1,57 (d/D)^2}{2 - (d/D)^2}, \quad (\text{XIV.9})$$

где d — диаметр штока; D — диаметр поршня.

Значения коэффициента неравномерности подачи двухпоршневого насоса двустороннего действия, полученные по формуле (XIV.9), приведены ниже.

d/D	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
δ	0,35	0,41	0,48	0,58	0,65

Как видно, с увеличением отношения d/D коэффициент неравномерности подачи возрастает. Из этого следует, что в двухпоршневых буровых насосах двустороннего действия неравномерность подачи увеличивается с уменьшением диаметра сменных втулок, так как диаметр штока при этом не изменяется.

§ 6. РАСЧЕТ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАСОСОВ

Подачу, давление и полезную мощность буровых насосов выбирают на основе требований, предъявляемых технологией промывки скважин. Исходной является объемная подача, от которой зависят эффективность роторного бурения и нормальная работа забойных двигателей. Установлено, что для эффективной очистки скважины и выноса шлама, а также нормальной работы забойных гидравлических двигателей скорость восходящего потока бурового раствора (в м/с), как правило, должна соответствовать значениям, приведенным ниже.

Способ бурения	Забойные двигатели	Роторный
Интервал бурения:		
под кондуктор	0,3—0,4	0,2—0,3
под промежуточную и эксплуатационную колонну	$\frac{0,5—0,6}{0,6—0,7}$	$\frac{0,4—0,5}{0,5—0,6}$

Примечание. В знаменателе приведена скорость при промывке водой.

Дальнейшее увеличение скорости восходящего потока сопровождается неоправданным ростом давления насосов и возможным снижением механической скорости бурения. При опасностях образования сальников и осыпания горных пород скорость восходящего потока в осложненных зонах ствола скважины повышается до 1—1,2 м/с.

Подача насоса определяется по выбранной скорости восходящего потока промывочного раствора (в л/с):

$$Q = F_{з.п} v_{ж} \cdot 10^3; \quad (\text{XIV.10})$$

$$F_{з.п} = \frac{\pi}{4} (D_d^2 - d_{бр}^2),$$

где $F_{з.п}$ — площадь затрубного пространства, м²; $v_{ж}$ — скорость восходящего потока жидкости, м/с; D_d — диаметр долота, м.

Ряд авторов рекомендует определять подачу промывочной жидкости по условию:

$$Q = q_{уд} F_{заб};$$

$$F_{заб} = \pi D_d^2 / 4, \quad (\text{XIV.11})$$

где $q_{уд}$ — удельная подача, л/(с·дм²); $F_{заб}$ — площадь забоя, дм².

Удельная подача, характеризующая интенсивность промывки, выбирается согласно опытным данным. Для долот диаметром 191 мм удельная подача принимается равной 7—8 л/(с·дм²) и для долот диаметром 269—295 мм — 6,5—7 л/(с·дм²). Рассматриваемые нормы несколько ниже ранее принятых. Это обусловлено более совершенной конструкцией современных долот. Результаты расчета необходимой подачи по формулам (XIV.10) и (XIV.11) в ряде случаев не совпадают вследствие различных сочетаний возможных размеров труб и долот. Тогда подачу выбирают по большему расчетному значению. При бурении гидравлическими забойными двигателями величина подачи уточняется согласно требованиям и рабочей характеристике используемого турбобура либо объемного винтового двигателя.

Давление на выходе из насоса зависит от потерь давления на преодоление гидравлических сопротивлений в манифольде, бурильной колонне и затрубном кольцевом пространстве, возникающих при промывке скважин. Гидравлические сопротивления подразделяются на линейные, обусловленные силами трения движущихся частиц жидкости, и местные, обусловленные изменениями величины и направления скорости потока. Колонна труб и кольцевое затрубное пространство условно принимаются равнопроходными, а гидравлические сопротивления в них относят к линейным. К местным гидравлическим сопротивлениям относят потери давления в замковых соединениях бурильных труб, промывочных отверстиях долота, проточных каналах забойных двигателей.

Полная потеря давления определяется арифметической суммой линейных и местных потерь давления в системе циркуляции промывочной жидкости:

$$p = p_m + p_{бт} + p_{убт} + p_э + p_d + p_{эд} + p_{кп}, \quad (\text{XIV.12})$$

где p — давление промывочной жидкости на выходе из насоса; p_m , $p_{бт}$, $p_{убт}$, $p_э$, p_d , $p_{эд}$ и $p_{кп}$ — потери давления соответственно в манифольде, бурильных трубах, УБТ, замковых соединениях, долоте, забойном двигателе и кольцевом пространстве.

Разностью статических давлений в практических расчетах пренебрегают из-за незначительной разницы плотностей жидкости в бурильной колонне и затрубном пространстве.

Потери давления на гидравлические сопротивления в трубах принято определять по формуле Дарси—Вейсбаха (в Па):

$$p = \lambda \rho \frac{lv^2}{2d}, \quad (\text{XIV.13})$$

где λ — коэффициент гидравлического сопротивления; ρ — плотность жидкости, кг/м³; l — длина труб, м; d — внутренний диаметр труб, м; v — средняя скорость течения жидкости, м/с.

Гидравлические сопротивления пропорциональны квадрату средней скорости течения жидкости. Поэтому закон сопротивления, устанавливаемый формулой Дарси—Вейсбаха, принято называть законом квадратичного сопротивления. Средняя скорость жидкости в трубах

$$v = 4Q/\pi d^2,$$

где Q — расход жидкости, м³/с.

Подставляя значение скорости в формулу (XIV.13), получаем

$$p = \lambda \rho \frac{8lQ^2}{\pi^2 d^5} \approx 0,81 \lambda \rho \frac{lQ^2}{d^5}. \quad (\text{XIV.14})$$

Если принять $\alpha = 0,81 \lambda/d^5$, то формулу (XIV.14) можно записать в следующем виде:

$$p = \alpha \rho Q^2 l,$$

где α — коэффициент потерь давления.

Согласно полученному выражению, потери давлений в бурильных трубах (в МПа)

$$p_{тр} = \alpha_{тр} \rho Q^2 l,$$

где Q — подача промывочной жидкости, л/с; l — длина бурильной колонны, м.

Значения коэффициентов потерь давления для различных элементов системы циркуляции промывочного раствора приводятся в технической литературе по технологии бурения и промывки скважин [34, 42].

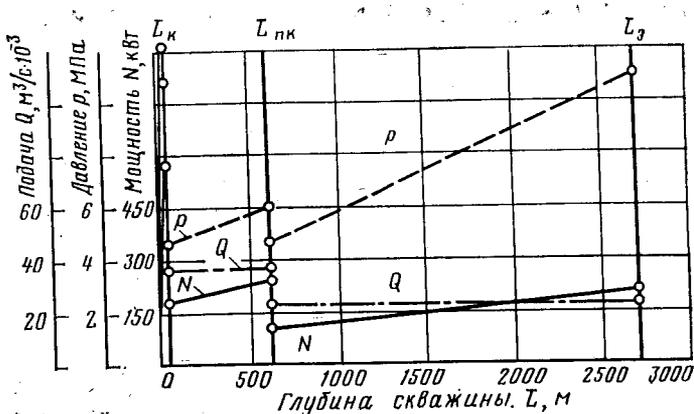


Рис. XIV.19. График изменения показателей промывки при бурении скважины глубиной 2700 м

Потери давления в ступенях турбобура

$$\dot{p}_\tau = p_1 \frac{Q_1^2}{Q^2} \rho,$$

где Q_1 — расход воды в режиме максимальной мощности, л/с; p_1 — перепад давления в режиме максимальной мощности турбобура, МПа.

Значения Q_1 и p_1 приводятся в технической характеристике турбобуров [11].

Полезная мощность, сообщаемая буровыми насосами подаваемой жидкости, выражается обычно в киловаттах и определяется зависимостью

$$N_{\text{п}} = Qr,$$

где Q — подача насоса, м³/с; r — давление насоса, Па.

Для дальнейшего анализа результаты гидравлических расчетов промывки удобно представлять в графической форме. На рис. XIV.19 показан один из графиков изменения подачи, давления и мощности на отдельных участках ствола скважины глубиной 2700 м. Как видно, наибольших значений рассматриваемые параметры достигают при бурении под кондуктор L_k и промежуточную колонну $L_{п.к.}$. На конечных интервалах бурения каждого из рассматриваемых участков ствола скважины давление и соответственно мощность насоса достигают наибольших значений в результате увеличения линейных и местных гидравлических сопротивлений. В начале бурения каждого последующего участка ствола скважины давление и мощность бурового насоса ступенчато снижаются в связи с уменьшением расхода промывочной жидкости, необходимого для бурения при переходе на долото

меньшего диаметра. Давление при этом уменьшается пропорционально квадрату расхода, а мощность насоса — пропорционально кубу расхода прокачиваемой жидкости:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3.$$

Например, при снижении расхода жидкости в 2 раза ($Q_2 = Q_1/2$) давление насоса (p_2) уменьшается в 4 раза, а мощность (N_2) — в 8 раз. Полученные данные свидетельствуют о нестационарном режиме работы буровых насосов. При бурении под кондуктор и промежуточную колонну мощность, необходимая для промывки забоя скважины, может быть в 2—4 раза больше мощности, расходуемой при бурении под эксплуатационную колонну. Широкий диапазон непрерывно-ступенчатого изменения параметров промывки — характерная особенность работы буровых насосов.

Единичную мощность и число буровых насосов выбирают исходя из гидравлического расчета промывки. Необходимость резервного насоса обусловлена тем, что вынужденные перерывы промывки вследствие выхода из строя бурового насоса могут привести к серьезным осложнениям в скважине и значительному материальному ущербу. Для создания надежной системы промывки буровые установки обычно снабжаются двумя насосами, при этом мощность одного должна быть достаточной для бурения скважины под эксплуатационную колонну:

$$N_{\text{п}} \geq N_{\text{э.к}},$$

где $N_{\text{п}}$ — полезная мощность насоса; $N_{\text{э.к}}$ — мощность, необходимая для промывки скважины при бурении под эксплуатационную колонну.

На наиболее длительном и ответственном интервале бурения скважины второй насос используется в качестве резервного, замещающего рабочий насос в случае его отказа. После восстановления отказавший насос становится резервным, т. е. готовым для дальнейшего использования. Таким образом, наличие резервного насоса позволяет обеспечить надежную промывку при бурении скважины. Бурение под кондуктор и промежуточную колонну занимает значительно меньше времени, при этом используются два насоса. Для этого мощность бурового насоса должна быть достаточной для того, чтобы при параллельной работе двух насосов обеспечивались подача и давление, необходимое для бурения под кондуктор и промежуточную колонну:

$$2N_{\text{п}} \geq N_{\text{к}}; \quad 2N_{\text{п}} \geq N_{\text{п.к}},$$

где $N_{\text{к}}$ и $N_{\text{п.к}}$ — мощности, необходимые для промывки скважины при бурении соответственно под кондуктор и промежуточную колонну.

В этих условиях для обеспечения нормального процесса бурения долговечность быстрознашиваемых деталей (наработка на

отказ) буровых насосов должна превышать время, необходимое для бурения скважины под кондуктор и промежуточную колонну. Время восстановления работы буровых насосов должно быть в пределах, обеспечивающих совмещение профилактических и ремонтных работ со спуско-подъемными операциями, цементированием кондуктора и промежуточной колонны, когда промывка скважины не проводится. При недостаточной долговечности быстроизнашиваемых деталей надежность системы промывки может быть обеспечена за счет дополнительного резерва буровых насосов. Однако такое решение нежелательно, так как оно приводит к усложнению конструкции и эксплуатации буровой установки.

Согласно ГОСТ 16293—82, двумя основными буровыми насосами комплектуются буровые установки 3—10-го классов, предназначенные для бурения скважин глубиной от 1250 до 10 000 м. Буровые установки 1-го и 2-го классов для бурения скважин глубиной 600—1600 м комплектуются одним насосом. Для бурения скважин глубиной 8000—12 500 м используются буровые установки 11-го класса, комплектующиеся тремя насосами.

Мощность, потребляемая насосом, суммируется из полезной мощности и мощности, затрачиваемой на гидравлические, объемные и механические потери в самом насосе. Отношение полезной мощности к мощности насоса определяет к. п. д. насоса:

$$\eta = N_{\text{п}}/N.$$

Для дальнейшего анализа рассматриваемую формулу удобно представить в следующем виде:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{ин}}} \frac{N_{\text{ин}}}{N_{\text{п}}} = \eta_{\text{ин}}\eta_{\text{м}}, \quad (\text{XIV.15})$$

где η — к. п. д. насоса; $N_{\text{п}}$ — полезная мощность насоса; N — мощность насоса; $N_{\text{ин}}$ — индикаторная мощность насоса; $\eta_{\text{ин}}$ — индикаторный к. п. д. насоса; $\eta_{\text{м}}$ — механический к. п. д. насоса.

Индикаторный к. п. д. насоса учитывает гидравлические и объемные потери в насосе

$$\eta_{\text{ин}} = \frac{pQ}{(p + \Delta p)(Q + \Delta Q)} = \frac{pQ}{(p + \Delta p)Q} \frac{pQ}{(Q + \Delta Q)p} = \eta_{\text{г}}\eta_{\text{о}}, \quad (\text{XIV.16})$$

где p — давление на выходе насоса; Q — подача насоса; Δp — потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе; ΔQ — потери подачи вследствие утечек в насосе; $\eta_{\text{г}}$ — гидравлический к. п. д. насоса, равный отношению полезной мощности к мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе; $\eta_{\text{о}}$ — объемный к. п. д. насоса, равный отношению полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками.

Подставляя значение индикаторного к. п. д. в формулу (XIV.15), получаем

$$\eta = \eta_{\text{г}}\eta_{\text{о}}\eta_{\text{м}}. \quad (\text{XIV.17})$$

Гидравлический к. п. д., учитывающий потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений в нагнетательном коллекторе и клапанах, зависит от конструкции гидравлического блока и в расчетах буровых насосов принимается $\eta_r = 0,97$.

Объемный к. п. д., учитывающий потери энергии от утечек через неплотности цилиндропоршневой пары, уплотнения штоков, а также от утечек в результате запаздывания посадки клапанов, принимается $\eta_o = 0,97$.

Механический к. п. д. учитывает потери энергии на трение в подвижных элементах приводного и гидравлического блоков бурового насоса. На рис. XIV.20 приведена конструктивная схема насоса с указанием значений к. п. д. его типовых кинематических пар. Согласно рассматриваемой конструктивной схеме, механический к. п. д.

$$\eta_m = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_6 \approx 0,85,$$

где $\eta_1 = 0,99$ — к. п. д. трансмиссионного вала на подшипниках; $\eta_2 = 0,98$ — к. п. д. зацепления; $\eta_3 = 0,99$ — к. п. д. кривошипного вала на подшипниках; $\eta_4 = 0,98$ — к. п. д. подшипника большой головки шатуна; $\eta_5 = 0,97$ — к. п. д. крейцкопфа; $\eta_6 = 0,93$ — к. п. д. поршня с уплотнителем штока.

В этом случае к. п. д. бурового насоса

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_m = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,85 = 0,99^3 \cdot 0,99^3 \cdot 0,99^{16} = 0,99^{22} = 0,8.$$

Мощность насосного агрегата — мощность, потребляемая насосным агрегатом или насосом, в конструкцию которого, кроме насоса, входят двигатель и узлы трансмиссии:

$$N_{на} = N / \eta_{тр},$$

где $\eta_{тр}$ — к. п. д. трансмиссии насосного агрегата.

В результате неполного заполнения рабочих камер насоса его подача оказывается меньше суммарного расчетного изменения рабочих камер насоса, выражающего идеальную подачу Q_n , на некоторую величину ΔQ_n . Эти потери подачи учитываются коэффициентом наполнения

$$\alpha_n = (Q_n - \Delta Q_n) / Q_n.$$

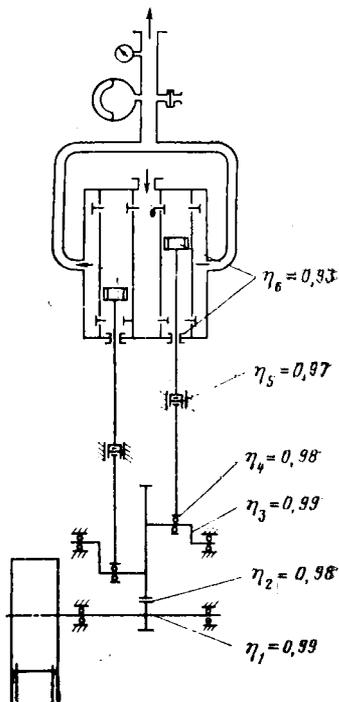


Рис. XIV.20. Схема распределения механического к. п. д. бурового насоса

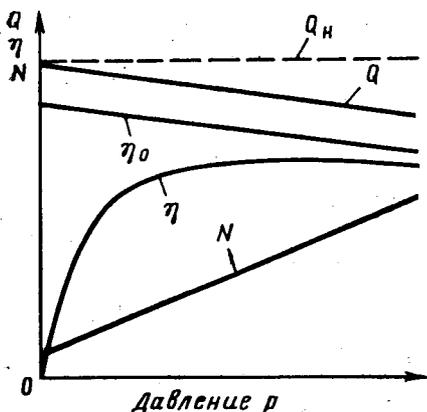


Рис. XIV.21. Характеристика поршневого насоса

Коэффициент наполнения не влияет на к. п. д. насоса и в расчетах принимается равным 0,9. Совместные потери, связанные с утечками и наполнением цилиндров, учитываются коэффициентом подачи, определяемым отношением подачи насоса Q к его идеальной подаче Q_n :

$$\alpha = \frac{Q}{Q_n} = \frac{Q_n - \Delta Q_n}{Q_n} \frac{Q}{Q_n + \Delta Q_n} = \alpha_n \eta_0.$$

В полученном выражении α_n учитывает потери подачи вследствие недоиспользования возможностей насоса, а η_0 — мощность, потерянную в результате утечек.

На рис. XIV.21 показаны кривые, характеризующие изменение подачи, к. п. д. и мощности от перепада давления при неизменной частоте ходов поршня насоса. Штриховая линия соответствует идеальной подаче, равной сумме фактической подачи и утечек. Фактическая подача с увеличением перепада давления практически снижается по линейной зависимости. Это свидетельствует о линейном увеличении утечек с повышением перепада давления. Кривая изменения фактической подачи выражает характер изменения объемного к. п. д., величина которого при номинальном режиме работы насоса равна 0,96—0,98.

Мощность насоса возрастает пропорционально перепаду давления, а к. п. д. насоса сохраняется почти постоянным при сравнительно большом диапазоне давлений. При режимах, близких к холостому, к. п. д. снижается в результате уменьшения полезной мощности до уровня, близкого к ее потерям. При чрезмерном увеличении давления наблюдается заметное понижение к. п. д. насоса вследствие возрастающих утечек.

Основные параметры буровых насосов, установленные ГОСТ 6031—81, приведены в табл. XIV.2.

Буровой двухпоршневой насос обозначается НБ-600, а трехпоршневой — НБТ-600, перед обозначением насоса допускается представлять шифр завода-изготовителя, например УНБТ-950 — изготовитель Уралмашзавод.

Таблица XIV.2

Типоразмер насоса	Наибольшая объемная подача, м ³ /ч (дм ³ /с) (предельное отклонение ±10 %)	Наибольшее давление на выходе, МПа	Полезная мощность насоса, кВт	Мощность насоса, кВт (предельное отклонение ±10 %)
НБ-32	32 (9)	4	25	32
НБ-50	40 (11)	6,3	40	50
НБ-80	80 (14)	10	63	80
НБ-125	63 (18)	16	100	125
НБ-190	80 (22)	20	150	190
НБ-235	100 (28)	20	190	235
НБ-300	125 (35)	20	235	300
НБ-375	125 (35)	20	300	375
НБ-475	160 (45)	25	375	475
НБ-600	160 (45)	25	475	600
НБ-750	160 (45)	32	600	750
НБ-950	160 (45)	32	750	950
НБ-1180	160 (45)	40	950	1180

§ 7. КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Конструктивные параметры буровых насосов выбирают с учетом норм и требований, установленных ГОСТ и ОСТ на конструктивное исполнение основных узлов гидравлического и приводного блоков насосов. Выполнение требований стандартов устраняет излишнее многообразие конструкций узлов и деталей и способствует повышению качества и надежности насосов.

Один из важных вопросов при проектировании насосов — выбор оптимального сочетания длины, числа ходов и диаметра поршня, обеспечивающих заданную подачу, которая определяется по формулам:

для двухпоршневого насоса двустороннего действия

$$Q = \alpha \frac{2(2F - f)Sn}{60} = \alpha(2F - f)v_{\text{ср}}; \quad (\text{XIV.18})$$

для трехпоршневого насоса одностороннего действия

$$Q = \alpha \frac{3FS}{60} = \alpha \frac{3Fv_{\text{ср}}}{2}, \quad (\text{XIV.19})$$

где Q — подача насоса, л/с; $\alpha = 0,9$ — коэффициент подачи; F — площадь поперечного сечения поршня, дм²; f — площадь поперечного сечения штока, дм²; S — длина хода поршня, дм; n — частота ходов поршня, мин⁻¹; $v_{\text{ср}} = 2Sn/60$ — средняя скорость поршня, дм/с.

С увеличением скорости поршня возрастает износ и соответственно уменьшаются сроки службы цилиндрических втулок, поршней и других деталей, контактирующих с промывочным раствором. В связи с этим по принятым в отечественной практике нормам средняя скорость поршня буровых насосов не должна

превышать 1,6 м/с. В целях ограничения динамических нагрузок максимальное ускорение поршня не должно превышать 14 м/с². В современных насосах рассматриваемые параметры составляют: $Sn=20-32$ м/мин⁻¹ или $V_{cp}=0,7-1,2$ м/с; $Sn^2=1300-2100$ м/мин⁻² или $a_{max}=8-14$ м/с².

Опыт показывает, что для длинноходовых насосов ($S > 400$ мм) число ходов ограничивается допускаемой средней скоростью поршня, а для короткоходовых — максимально допускаемым ускорением. Длину хода поршня рекомендуется выбирать из следующего ряда предпочтительных чисел: 80; 100; 125; 160; 200; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм.

В зависимости от выбранной длины хода по допускаемым скорости и ускорению определяют частоту хода поршня. Далее по заданной подаче, согласно формулам (XIV.18) и (XIV.19), вычисляют диаметр поршня:

для двухпоршневых насосов двустороннего действия

$$d \approx \sqrt{\frac{19Q}{\alpha Sn} + \frac{d_{ш}^2}{2}}; \quad (XIV.20)$$

для трехпоршневых насосов одностороннего действия

$$d \approx \sqrt{25,5Q/\alpha Sn}, \quad (XIV.21)$$

где $d_{ш}$ — диаметр штока, мм.

Диаметры поршней, наружные и внутренние диаметры цилиндрических втулок должны соответствовать значениям следующего ряда чисел: 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 230; 240; 250; 260; 270; 280 мм.

Длина цилиндрической втулки

$$l = S + l_n + \Delta l,$$

где l_n — длина поршня, мм; Δl — запас длины.

Запас длины цилиндрической втулки $\Delta l = 30 \div 50$ мм используется для заходной фаски, а также для подтягивания изношенного уплотнения (в случае нежесткого крепления втулки) и компенсации возможного удлинения штока при неполном свинчивании его составных частей. Наиболее распространены цилиндрические втулки длиной 590 и 630 мм, наружным диаметром соответственно 230 и 200 мм, используемые в буровых двухпоршневых насосах двустороннего действия. Трехпоршневые насосы одностороннего действия, имеющие более короткий ход (250—300 мм) и меньшую длину поршня, снабжаются втулками длиной 350—400 мм.

Внутренний диаметр цилиндрических втулок изменяется за счет толщины их стенки. В двух- и трехпоршневых буровых насосах используются втулки внутренним диаметром 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200 мм. Глубину упрочненного слоя выбирают с учетом допускаемого износа цилиндрических втулок. При чрезмерном износе возрастают зазоры между поршнем и втулкой, что приводит к резкому снижению коэффициента подачи, особенно

заметному при высоконапорных режимах работы насоса. Поэтому величина предельно допускаемого износа втулок снижается по мере увеличения давления на выходе насоса.

Давление на выходе насоса, МПа	<7	7—14	14—21	21—28
Допускаемый диаметральный износ, мм	3,8—2,4	2,4—1,6	1,6—1,2	1,2—0,8

Из приведенных данных следует, что рабочую поверхность цилиндровых втулок, используемых для работы при больших давлениях, следует упрочнять на сравнительно небольшую глубину. Упрочненный слой этих втулок должен отличаться повышенной износостойкостью, так как с увеличением давления скорость износа возрастает в степенной зависимости.

Диаметры всасывающего и нагнетательного коллекторов определяются по наибольшей подаче насоса. По условию неразрывности потока имеем

$$Q = \frac{\pi d_v^2}{4} v_v = \frac{\pi d_n^2}{4} v_n,$$

где d_v и d_n — диаметры всасывающего и нагнетательного коллекторов; v_v и v_n — средние скорости жидкости во всасывающем и нагнетательном коллекторах.

Скорости жидкости во всасывающем и нагнетательном коллекторах буровых насосов принимаются в пределах $v_v = 1 \div 2$ м/с; $v_n = 1,5 \div 2,5$ м/с. Максимальные скорости допускаются при условии обеспечения достаточного подпора на всасывающей линии насоса.

Диаметры штоков поршня и ползуна определяют из расчета на прочность и приводят в соответствие со значениями следующего ряда чисел: 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 80; 85; 95; 100; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170 мм.

Высота подъема клапана определяется из условия безударной посадки тарели на седло клапана: $h_{\max} n \leq 1200 - 1300$, где h_{\max} — допускаемая высота подъема тарели клапана, мм; n — частота ходов поршня, мин⁻¹.

Значения hn установлены с учетом увеличения площади сопрягаемых поверхностей тарели и седла. Опытные работы ВНИИНефтемаша показали, что при этом увеличивается демпфирующая прослойка жидкости, противодействующая удару тарели при посадке на седло клапана. Диаметр клапана рассчитывают по площади проходного сечения, необходимой для перемещения жидкости с заданной скоростью. При полном открытии клапана площадь проходного сечения у горловины конического седла (рис. XIV.22)

$$f_{\text{пр}} = \pi d_{\text{кл}} h_{\max} \sin \alpha, \quad (\text{XIV.22})$$

где $d_{\text{кл}}$ — диаметр горловины седла клапана; h_{\max} — высота подъема клапана; α — угол между образующей и осью конуса (для клапанов буровых насосов принимается равным 60 или 45°).

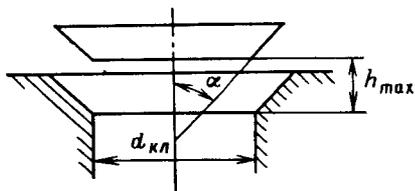


Рис. XIV.22. Проходное сечение клапана

Расход жидкости в клапане изменяется согласно графику изменения мгновенной подачи поршневого насоса. По условию неразрывности потока жидкости, вытесняемой из одной рабочей камеры, имеем

$$F_{\text{п}} r \omega = f_{\text{пр}} v, \quad (\text{XIV.23})$$

где $F_{\text{п}}$ — площадь поршня, м^2 ; r — радиус кривошипа, м ; v — условная средняя скорость потока жидкости в проходном сечении горловины клапана, м/с .

Подставляя значение $f_{\text{пр}}$ в уравнение (XIV.23) и решив его относительно d , получим формулу для определения диаметра клапана:

$$d = Fr\omega / \pi v_{\text{max}} \sin \alpha. \quad (\text{XIV.24})$$

В современных насосах преимущественно используются клапаны диаметром 145 мм. Средняя скорость потока жидкости в проходном сечении клапана колеблется в пределах 5—15 м/с. С увеличением диаметра поршней возрастает подача насоса и соответственно скорость потока проходящей через клапан жидкости. Поэтому диаметр клапана рассчитывается по наибольшей подаче насоса и условной скорости потока 10—15 м/с. По полученному в результате расчета диаметру выбирают типовую конструкцию клапана (ОСТ 26-02-1138—75) и присоединительные размеры клапанной коробки (ОСТ-26-02-1129—75).

Глава XV

ЦИРКУЛЯЦИОННАЯ СИСТЕМА БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

Циркуляционная система буровых установок включает в себя наземные устройства и сооружения, обеспечивающие промывку скважин путем многократной принудительной циркуляции бурового раствора по замкнутому кругу: насос — забой скважины — насос. Многократная замкнутая циркуляция дает значительную экономическую выгоду благодаря сокращению расхода химических компонентов и других ценных материалов, входящих в состав буровых растворов. Важно также отметить, что замкнутая цир-

куляция предотвращает загрязнение окружающей среды стоками бурового раствора, содержащего химически агрессивные и токсичные компоненты.

Циркуляционные системы буровых установок состоят из взаимосвязанных устройств и сооружений, предназначенных для выполнения следующих основных функций: приготовления буровых растворов, очистки бурового раствора от выбуренной породы и других вредных примесей, прокачивания и оперативного регулирования физико-механических свойств бурового раствора. В состав циркуляционной системы входят также всасывающие и напорные линии насосов, емкости для хранения раствора и необходимые для его приготовления материалы, желоба, отстойники, контрольно-измерительные приборы и др. Циркуляционные системы монтируются из отдельных блоков, входящих в комплект поставки буровых установок. Блочный принцип изготовления обеспечивает компактность циркуляционной системы и упрощает ее монтаж и техническое обслуживание.

Важнейшие требования, предъявляемые к циркуляционным системам буровых установок, — качественное приготовление, контроль и поддержание необходимых для данных геолого-технических условий состава и физико-механических свойств бурового раствора. При выполнении этих требований достигаются высокие скорости бурения и в значительной мере предотвращаются многие аварии и осложнения в скважине.

Производительность установок для приготовления бурового раствора определяется из условий, обеспечивающих своевременное пополнение запасов бурового раствора:

$$Q = V + V_{\text{п}},$$

где Q — производительность установок для приготовления бурового раствора, $\text{м}^3/\text{ч}$; V — объем выбуренной породы за 1 ч, м^3 ; $V_{\text{п}}$ — потери бурового раствора за 1 ч в результате поглощений в скважине и утечек при очистке бурового раствора от выбуренной породы, м^3 .

Примерный объем $V_{\text{р}}$ бурового раствора, необходимый для проводки скважины без учета поглощений и потерь за счет фильтрации:

$$V_{\text{р}} = V_{\text{скв}} + V'_{\text{п}},$$

где $V_{\text{скв}}$ — наибольший объем скважины, м^3 ; $V'_{\text{п}}$ — потери бурового раствора при проводке скважины, м^3 .

Потери $V'_{\text{п}}$ возрастают с увеличением объема выбуренной породы и утечек бурового раствора при его очистке.

На забое и в открытом стволе скважины буровой раствор загрязняется обломками выбуренной породы, глинистыми и твердыми частицами. Чрезмерное содержание в нем твердых и грубых глинистых частиц приводит к снижению скоростей бурения. Установлено, что при увеличении содержания твердой фазы в растворе на 1 % показатели работы долот снижаются на 7—10 %.

Вследствие абразивного действия твердых частиц ускоряется износ и соответственно возрастает расход узлов и деталей насосов, вертлюгов и забойных двигателей. В результате этого увеличиваются трудовые и материальные затраты на ремонтные работы, что отрицательно влияет на технико-экономические показатели бурения. Поэтому очистные устройства должны обеспечить тщательное удаление выбуренной породы и других загрязнений, содержащихся в буровом растворе. Опыт показывает, что для поддержания оптимального состава бурового раствора в нем не должны содержаться частицы выбуренной породы, песка и ила размером 5 мкм и более. Пропускная способность очистных устройств должна быть не менее наибольшей подачи насосов.

В числе требований, предъявляемых к циркуляционным системам, важное значение имеют механизация и автоматизация процессов приготовления и очистки буровых растворов. Исключение тяжелого и малоквалифицированного ручного труда при выполнении этих трудоемких процессов имеет не только производственное, но и важное социальное значение, так как преобразует работу буровиков, делая ее более производительной и привлекательной.

§ 2. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ И УТЯЖЕЛЕНИЯ БУРОВЫХ РАСТВОРОВ

Устройства для приготовления и утяжеления буровых растворов по принципу действия делятся на механические и гидравлические. В связи с возрастающим применением порошкообразных материалов в последние годы преимущественное распространение получили гидравлические устройства. По сравнению с механическими глиномешалками они обладают более высокой производительностью, обеспечивают необходимое качество буровых растворов и экономное расходование материалов для их приготовления. Положительно зарекомендовали себя гидроэжекторные смесители блоков приготовления бурового раствора (БПР).

Выносной гидроэжекторный смеситель 9 (рис. XV.1) представляет собой струйный аппарат, в котором для образования гидро-смеси порошкообразных материалов используется кинетическая энергия жидкости. Буровые насосы под давлением не более 4 МПа нагнетают жидкость по трубе 12 в сопло 11 смесителя, снабженного сменными штуцерами диаметром 30 мм для работы с глинопорошками и диаметром 20 мм для работы с утяжелителями. Вследствие сужения струи скорость жидкости в сопле увеличивается, а давление падает. Из сопла жидкость с пониженным давлением поступает в камеру всасывания.

В результате создаваемого разрежения в камеру всасывания из силоса 1 по шлангу 7 засасывается порошкообразный материал, который увлекается жидкостью в камеру смешения и далее в конически расходящийся насадок (диффузор). При прохождении по диффузору скорость потока уменьшается, а давление воз-

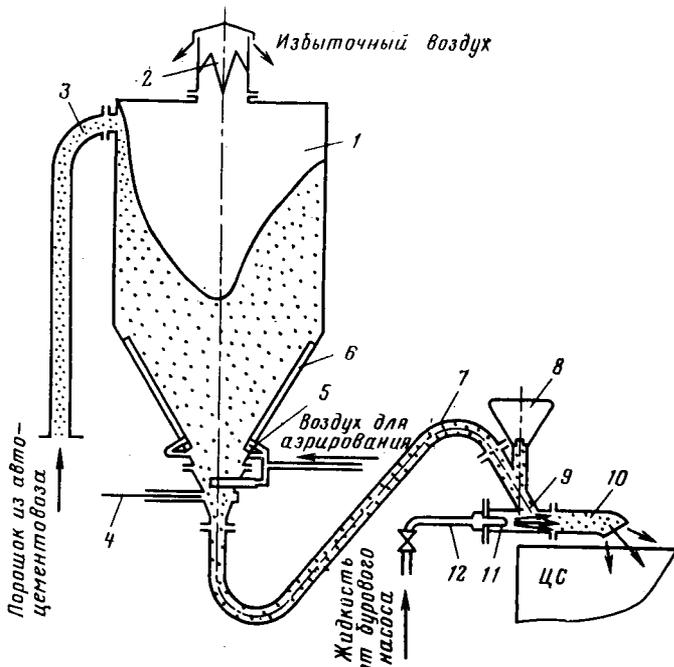


Рис. XV.1. Конструктивная схема блока приготовления буровых растворов

растает и полученный раствор по патрубку 10 сливается в приемную емкость циркуляционной системы. За один цикл смешения плотность раствора возрастает на $0,3—0,35 \text{ г/см}^3$. При недостаточной плотности полученного раствора проводится повторное смешение. Гидроэжекторный смеситель имеет относительно низкий к. п. д., однако обладает высокой надежностью благодаря отсутствию подвижных частей.

Блоки для приготовления бурового раствора рассчитаны для работы с бестарными и затаренными глинопорошками. Основная масса глинопорошков доставляется автоцементовозами и под действием сжатого воздуха перегружается по трубе 3 в силос 1. Перед подачей в гидроэжекторный смеситель порошкообразные материалы разрыхляются воздухом, нагнетаемым в силос по аэродорожкам 6 системы аэрирования 5. Избыточный воздух выносятся в атмосферу через фильтр 2, установленный на крышке силоса. Нижняя часть силоса имеет конусообразную форму и снабжена разгрузочным устройством 4, регулирующим подачу материала в гидроэжекторный смеситель. Материалы, используемые в небольших количествах, доставляются в затаренном виде и засыпаются в воронку 8, из которой поступают в камеру смешения гидроэжектора. Воронка снабжена разгрузочным клапаном для регулирования подачи материала.

В циркуляционной системе буровых установок применяются блоки БПР-70 и БПР-40. Блоки БПР-70 имеют цельнометаллические силосы с пневматическим разгрузочным устройством. В блоках БПР-40 силосы имеют телескопическую конструкцию. В транспортном положении верхняя часть силоса опускается и благодаря этому облегчается перевозка всего блока. В рабочем положении верхняя часть силоса под действием сжатого воздуха поднимается и закрепляется фиксаторами.

Основные технические данные блоков приготовления бурового раствора

Модель блока	БПР-70	БПР-40
Пропускная способность установки, м ³ /ч:		
при приготовлении бурового раствора из глинопорозшков	100	60
при утяжелении бурового раствора	50—100	30—60
Плотность приготавливаемого раствора, г/см ³		
из бентонитовых глинопорозшков		1,05—1,08
из местных глинопорозшков		1,02—1,3
утяжеленного		1,3—2,3
Тип силосов	Цельный	Телескопический
Объем силоса, м ³	35	20
Число силосов в блоке	2	2
Способ загрузки силосов порошками		Пневматический
Смесительное устройство		Гидроэжектор
Давление жидкости на входе эжектора, МПа		2—2,5
Габариты блока, мм:		
длина	6300	7500
ширина	3300	2800
высота в рабочем положении	8000	7200
высота в транспортном положении	8000	4000

Благодаря механизации процессов погрузки и выгрузки глинопорозшков пропускная способность БПР более чем в 1,5 раза превышает пропускную способность ранее разработанных устройств для приготовления буровых растворов, к числу которых относятся:

УПР-Р-2 — установка для приготовления раствора, снабженная эжекторным и двумя гидромониторными смесительными устройствами;

ГДМ-1 — гидравлическая мешалка эжекторного типа;

ГСТ-гидромониторный смеситель «Татбурнефти» или Папиросского;

ФСМ-3 — фрезерно-струйная мельница;

МГ2-4 — механическая глиномешалка.

Гидравлический диспергатор ДГ-1 (рис. XV.2) используется для тонкого измельчения твердых и жидких фаз бурового раствора. Он состоит из камеры 2, входной дугообразной трубы 1 и сливного патрубка 4. На концах входной трубы с помощью накидных гаек установлены сменные насадки 3 из твердых сплавов либо металлокерамических материалов. Диаметр насадок выбирают в зависимости от подачи буровых насосов, используемых для нагнетания бурового раствора в диспергатор:

Подача буровых насосов, л/с	16	20	24	28	32	38
Диаметр насадок, мм	11—12	12—13	14	14—15	15—16	17

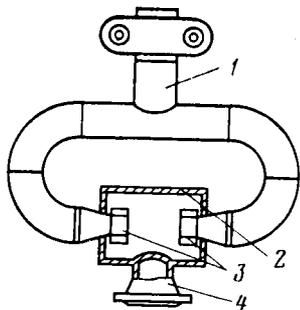


Рис. XV.2. Гидравлический диспергатор

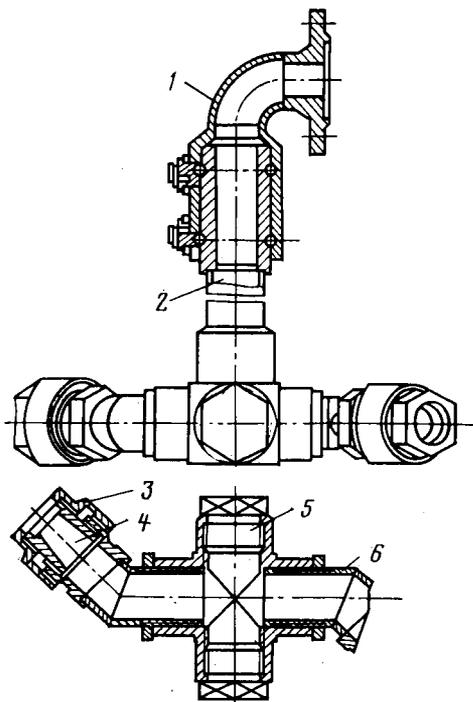


Рис. XV.3. Гидравлический перемешиватель

Встречные высокоскоростные потоки раствора, выходящие из насадок 3, приводят к гидродинамической кавитации. Ультразвуковые колебания, создаваемые в кавитирующем растворе, усиливают диспергирование твердых и жидких фаз.

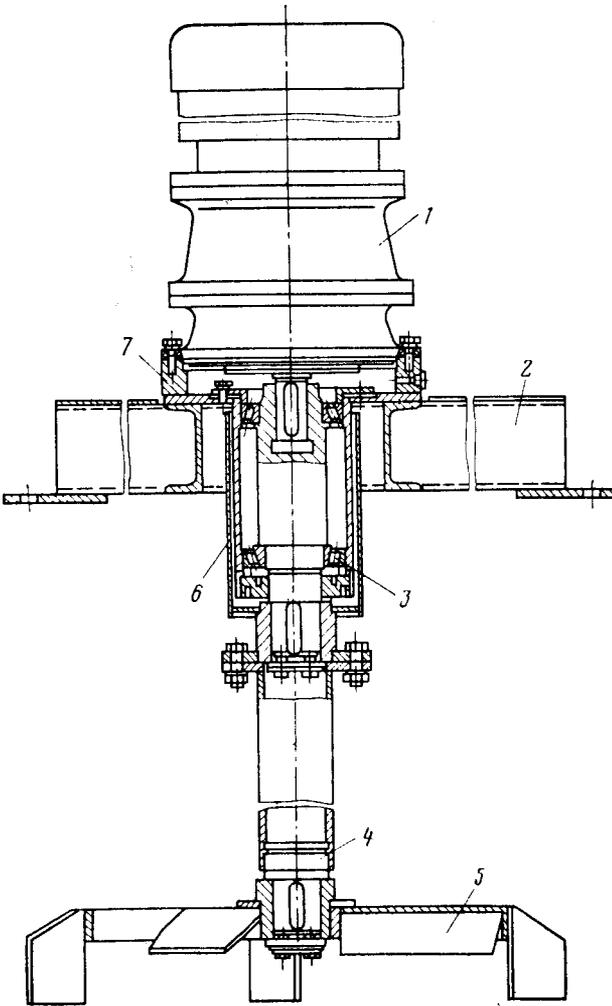
Техническая характеристика диспергатора ДГ-1

Рабочее давление, МПа	12—15
Подача по готовому буровому раствору, м ³ /ч	15—20
Диаметр насадок, мм	9, 11, 13, 16
Масса, кг	76

В приемных емкостях циркуляционной системы устанавливают гидравлические и механические перемешиватели, обеспечивающие равномерное распределение компонентов бурового раствора и предотвращающие его расслоение.

Гидравлические перемешиватели действуют подобно гидромонитору. Раствор посредством бурового либо центробежного насоса подается в приемный патрубок 1 (рис. XV.3) гидравлического перемешивателя. Оттуда раствор поступает в ствол 2, вращающийся на шарикоподшипниках замкового типа. Между приемным патрубком и стволом установлены уплотнения, предотвращающие утечку и попадание раствора в подшипники. На конце ствола при помощи накидной гайки 3 устанавливается коническая сходящаяся насадка 4 для повышения скорости, дальности действия и силы удара струи раствора, выбрасываемого из ствола.

Рис. XV.4. Механический перемешиватель с турбинно - пропеллерной мешалкой



На рис. XV.3 показана конструкция самовращающегося перемешивателя ПГС. Реактивная пара сил, возникающая при высокоскоростном истечении раствора из насадок 4, расположенных на противоположно направленных колонках 6, приводит во вращение крестовину 5. Благодаря этому перемешивание и размывание сгустков происходят по всему объему бурового раствора. Гидравлический перемешиватель 4УПГ имеет ручное управление поворотом ствола в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Перемешиватели типа ПГ в отличие от 4УПГ снабжены устройством для фиксации направления струи.

Техническая характеристика гидравлических перемешивателей

Тип перемешивателя	ПГС	4УПГ	ПГ
------------------------------	-----	------	----

Наибольшее рабочее давление, МПа	4	4	6
Диаметр насадки, мм	20, 25, 30, 40	16, 20, 30, 40	20, 25, 30
Объемная подача, л/с	—	15—20	—
Высота, мм	1777	2200	2000
Масса, кг	38	33,5	23,8

Механический перемешиватель (рис. XV.4), состоящий из мотор-редуктора 1, вала 4 и мешалки 5, устанавливается на раме 2, которая крепится болтами к верхней площадке емкости для бурового раствора. Вал составной конструкции вращается на конических подшипниках 3, установленных в стакане 7 и защищенных от попадания раствора кожухом 6. Мешалка располагается на небольшом расстоянии от дна емкости и при вращении создает потоки, перемешивающие буровой раствор и препятствующие осаждению утяжелителей. Турбинно-пропеллерные мешалки в перемешивателях ПЛ создают перекрестные потоки, усиливающие перемешивание бурового раствора. Лопастные мешалки, применяемые в перемешивателях ПМ, обладают менее эффективным действием.

Техническая характеристика механических перемешивателей

Тип перемешивателя	ПЛ1	ПЛ2	ПМ
Мощность привода, кВт	5,5	3	5,5
Частота вращения мешалки, об/мин	130	60	45
Диаметр мешалки, мм	700	1240	950
Тип мешалки	Турбинно-пропеллерная		Лопастная
Число лопастей	3×4	6×6	6
Габариты, мм	700×1320×2700	1240×1320×2700	1430×950×3260

§ 3. ОЧИСТНЫЕ УСТРОЙСТВА ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

Очистка буровых растворов осуществляется путем последовательного удаления крупных и мелких частиц выбуренной породы и других примесей, содержащихся в поступающем из скважины буровом растворе. Для полной очистки буровых растворов циркуляционные системы оборудуются комплексом очистных устройств. Первичная очистка проводится вибрационными ситами, посредством которых удаляются крупные частицы (размером более 75 мкм). Мелкие частицы вредных примесей удаляются посредством пескоотделителя (40 мкм), илоотделителя (25 мкм) и центрифуги (5 мкм), используемых на последующих ступенях очистки [8].

На вибрационных ситах частицы выбуренной породы просеиваются через сито под действием вибраций, которые создаются эксцентриковым (рис. XV.5, а) либо инерционным (рис. XV.5 б) вибратором. Привод вибратора состоит из электродвигателя и клиноременной передачи. В последние годы преимущественно распространены инерционные вибраторы, позволяющие сравнительно просто регулировать амплитуду колебаний путем изменения положения дебалансов 1 (рис. XV. 5, б). Частицы бурового раствора, превышающие размеры ячеек сетки вибросита, оседают на ней

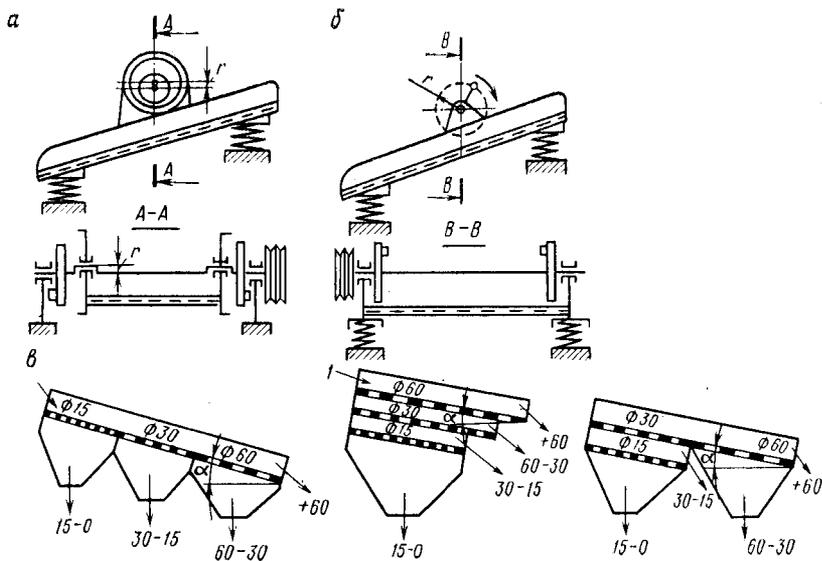


Рис. XV.5. Конструктивные схемы вибросит

и по транспортному желобу сбрасываются в отвал (шламовый амбар). Очищенный раствор, пройдя через ячейки сетки, поступает в приемные емкости циркуляционной системы.

По числу вибрирующих рам различают одинарные, двоянные и строенные вибросита с одно-, двух- и трехъярусными горизонтально либо наклонно расположенными ситами (рис. XV.5, в). Вибрирующие рамы комплектуются индивидуальными вибраторами и выравнителями для равномерного распределения раствора по ширине сита. В многоярусных виброситах буровой раствор из скважины поступает на верхнее сито с более крупными ячейками, а затем на нижние с меньшими ячейками. В результате возрастает производительность на единицу поверхности сита и одновременно уменьшается его износ.

Для буровых растворов высокой вязкости эффективность очистки возрастает с увеличением амплитуды вибраций и угла наклона сита. Многоярусные вибросита снабжаются устройством для независимой регулировки угла наклона сит. Для смягчения ударов и защиты от больших нагрузок виброрама подвешивается к опорной раме на спиральных пружинах либо резиновых амортизаторах. Колебание виброрама происходит по замкнутой круговой либо эллиптической траектории. Предпочтительно встречное движение виброрама и бурового раствора, способствующее самоочистке сита. Для восстановления пропускной способности вибросита застрявшие частицы удаляются путем периодической промывки сетки водой либо продувкой сжатым воздухом.

Пропускная способность и глубина очистки бурового раствора зависят от световой поверхности и размера ячеек сетки. Наибольшую световую поверхность имеют плетеные сетки из стальных проволок либо капроновых нитей. Долговечность сетки зависит от износостойкости и коррозионно-усталостной прочности используемых проволок и нитей, а также от равномерности натяжения сетки в вибрирующей раме. С увеличением толщины проволок возрастают их прочность и износостойкость. Однако при этом уменьшается световая поверхность сетки и соответственно пропускная способность вибросита.

В виброситах применяются сетки, у которых размеры ячеек в свету составляют: $0,16 \times 0,16$; $0,2 \times 0,2$; $0,25 \times 0,25$; $0,4 \times 0,4$; $0,9 \times 0,9$ мм. В ряде стран сортамент сеток устанавливается по числу отверстий, приходящихся на единицу длины либо площади сетки. При выборе размера ячеек сетки учитывают необходимую степень очистки, пропускную способность вибросита и плотность бурового раствора.

К вибрирующей раме сетка крепится при помощи кассеты либо двух барабанов, расположенных по концам рамы. На один из барабанов сетка наматывается с запасом длины, используемым для перепуска поврежденных при эксплуатации участков рабочей поверхности сетки. Кассетное крепление обеспечивает равномерное натяжение сетки в продольном и поперечном направлениях. Волнистость рабочей поверхности сетки и неплотное его примыкание к вибрирующей раме приводят к преждевременным повреждениям. Вибросита лучших образцов позволяют полностью очистить буровые растворы от частиц размером более $0,125$ мм и удалить при этом до 50 % выбуренной породы.

Техническая характеристика вибросит [8]

Тип вибросита	BC-1	BC-2
Минимальный размер полностью удаляемых частиц, мм	0,16	0,16
Максимальная пропускная способность (в м ³ /с) при размере ячеек $0,16 \times 0,16$ мм и промывке:		
водой	0,038	0,028
утяжеленным раствором плотностью не ниже 1,6 г/см ³	—	0,015
Число вибрирующих рам	1	1
Число сит	2	2
Расположение сит	Последовательное, горизонтальное и наклонное	Двухъярусное горизонтальное
Рабочая поверхность (в м ²) при ширине сита 1000 и 1300 мм:		
первого (верхнего) яруса	1,8/2,67	1,4/2
второго (нижнего) яруса	—	1,4/2
Тип вибратора	Инерционный	
Частота вибраций, Гц	18,9	
Амплитуда вибраций, мм	3,5	4
Мощность электродвигателя, кВт	3	4
Габариты, м	$3 \times 1,85 \times 1,64$	$3 \times 2,2 \times 1,8$
Масса, т	2,2	3

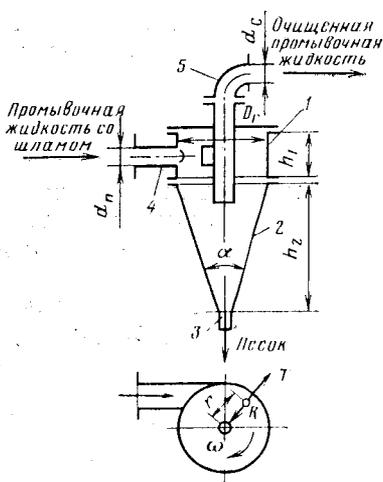


Рис. XV.6. Конструктивная схема гидроциклона

Последующая более тонкая очистка буровых растворов осуществляется гидромеханическим способом. Для этого в песко- и илоотделителях применяются конические гидроциклоны.

В гидроциклон 1 (рис. XV.6) буровой раствор подается под давлением по питающей насадке 4. Благодаря тангенциальному расположению питающей насадки и высокоскоростному истечению буровой раствор интенсивно вращается относительно оси гидроциклона. Наиболее крупные и тяжелые частицы, содержащиеся в буровом растворе, отбрасываются центробежными силами во внешний поток раствора, образующийся в пристенной зоне конуса 2. Опускаясь по винтообразной траектории до вершины конуса,

частицы удаляются через шламовую насадку 3 в находящийся под гидроциклоном шламосборник.

Мелкие частицы, обладающие недостаточной для преодоления сопротивления среды центробежной силой, оказываются во внутреннем восходящем потоке, создаваемом в результате образования вдоль оси гидроциклона воздушно-жидкостного столба пониженного давления. Восходящий поток очищенного бурового раствора направляется к сливной насадке и по патрубку 5 поступает в приемную емкость циркуляционной системы.

Технологические и конструктивные параметры гидроциклонов рассчитываются по формулам, полученным различными авторами на основе определенных допущений. Отсутствие однозначных зависимостей обусловлено многообразием факторов, влияющих на показатели работы гидроциклонов. Для расчета пропускной способности гидроциклонов, используемых в песко- и илоотделителях, наиболее приемлема эмпирическая формула М. Ш. Вартапетова:

$$Q_{\Gamma} = k_1 d_{\text{п}} d_{\text{с}} D_{\Gamma} \sqrt{p_{\text{в}}}, \quad (\text{XV.1})$$

где Q_{Γ} — пропускная способность гидроциклона, л/с; $k_1 = 0,12$ — опытный коэффициент; $d_{\text{п}}$ и $d_{\text{с}}$ — диаметры питающей и сливной насадок, см; D_{Γ} — диаметр гидроциклона, см; $p_{\text{в}}$ — давление на входе в гидроциклон, МПа.

Диаметр граничного зерна (в мкм) с достаточной для практических расчетов точностью определяется по формуле А. И. Поварова:

$$\delta = k_2 \frac{d_{\text{с}} \sqrt{D_{\Gamma} T_{\text{п}}}}{d_{\text{ш}}^4 \sqrt{p_{\text{в}}} \sqrt{\rho_{\Gamma} - \rho_{\text{ж}}}}, \quad (\text{XV.2})$$

где $k_2 \approx 0,5$ — опытный коэффициент; d_c , $d_{ш}$ — диаметры сливной насадки гидроциклона и шламовой насадки, см; T_n — содержание песка в исходном продукте, %; p_v — давление на входе в гидроциклон, МПа; ρ_t и $\rho_{ж}$ — плотность твердой и жидкой фаз раствора, г/см³.

Диаметр граничного зерна характеризует тонкость очистки, обеспечиваемой гидроциклоном. Сепарации поддаются частицы, диаметр которых больше диаметра граничного зерна. Частицы меньшего диаметра остаются в растворе и вместе с ним выносятся через сливной патрубок. Из формул (XV.1) и (XV.2) следует, что с увеличением диаметра гидроциклона возрастает его пропускная способность, а тонкость очистки ухудшается вследствие увеличения диаметра граничного зерна. В связи с этим диаметр гидроциклона в илоотделителях меньше диаметра гидроциклона в пескоотделителях.

На качество очистки существенно влияют диаметры питающей, шламовой и сливной насадок, высота цилиндрической части и угол конуса гидроциклона. По опытным данным приняты следующие оптимальные соотношения:

диаметр питающей насадки $d_n = (0,125—0,25) D_r$;

диаметр сливной насадки $d_c = (0,25—0,50) D_r$;

диаметр шламовой насадки $d_{ш} = (0,15—0,45) d_c$;

высота цилиндрической части гидроциклона $h_1 = (1—1,2) D_r$;

высота конической части гидроциклона $h_2 = D_r/2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$.

Угол конуса выбирается в зависимости от диаметра гидроциклона и составляет 15—20° [31]. При чрезмерном увеличении или уменьшении угла конуса снижается степень извлечения частиц твердой фазы и глины, характеризуемая отношением

$$E = \frac{P - P_0}{P} 100 \%,$$

где P и P_0 — содержание твердой фазы и глины в буровом растворе соответственно до и после его очистки, г/л.

На эффективность очистки существенно влияет соотношение диаметров сливной и шламовой насадок, а также давление на входе в гидроциклон. Оптимальное соотношение диаметров сливной и шламовой насадок выбирается в зависимости от физико-механических свойств бурового раствора и удаляемых частиц. Давление на входе в гидроциклон зависит от подачи шламовых насосов, нагнетающих буровой раствор в песко- и илоотделитель, и диаметра питающей насадки. Давление на входе в гидроциклон должно быть в пределах 0,4—0,5 МПа [31]. При этом обеспечиваются необходимая степень очистки и минимальные потери бурового раствора, возникающие в результате его утечки через шламовую насадку гидроциклона.

Требования, предъявляемые к тонкости очистки буровых растворов, ограничивают диаметр и соответственно пропускную спо-

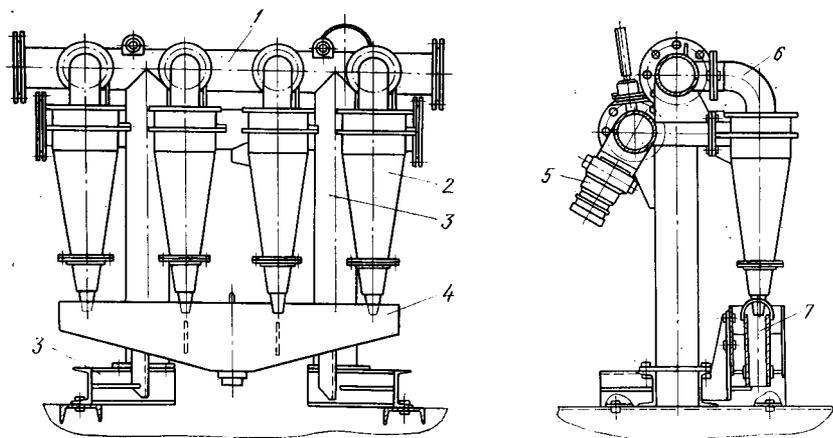


Рис. XV.7. Пескоотделитель ПГ-50

способность гидроциклонов. Поэтому в песко- и илоотделителях устанавливают несколько параллельно действующих гидроциклонов, число которых определяется по формуле

$$n_r \geq Q/Q_r,$$

где Q и Q_r — пропускная способность песко- и илоотделителя и гидроциклонов, л/с.

В циркуляционной системе современных буровых установок применяются пескоотделители ПГ-50 и илоотделители ИГ-45.

Пескоотделители ПГ-50 (рис. XV.7) состоят из четырех гидроциклонов диаметром 150 мм, расположенных в один ряд.

В илоотделителях ИГ-45 (рис. XV.8) используются шестнадцать гидроциклонов диаметром 75 мм, расположенных в два ряда. Гидроциклоны, используемые в ПГ-50 и ИГ-45, в основном различаются размерами одноименных деталей. Корпус гидроциклонов имеет разъемную конструкцию и состоит из силуминовых литых цилиндра, конуса и обоймы для шламовой насадки. Для предохранения от износа и коррозии внутренние поверхности корпуса, контактирующие с буровым раствором, покрывают резиновым чехлом. Насадки изготовляют из износостойких сталей и сплавов.

Гидроциклоны 2 (см. рис. XV.7 и XV.8) устанавливают на сварной раме 3. Буровой раствор поступает в гидроциклоны из общего коллектора 5. Очищенный раствор по отводам 6 поступает в сливной коллектор 1. Частицы выбуренной породы и других примесей поступают из гидроциклонов в общий шламоборник 4, в донной части которого установлена труба 7 для выгрузки шлама.

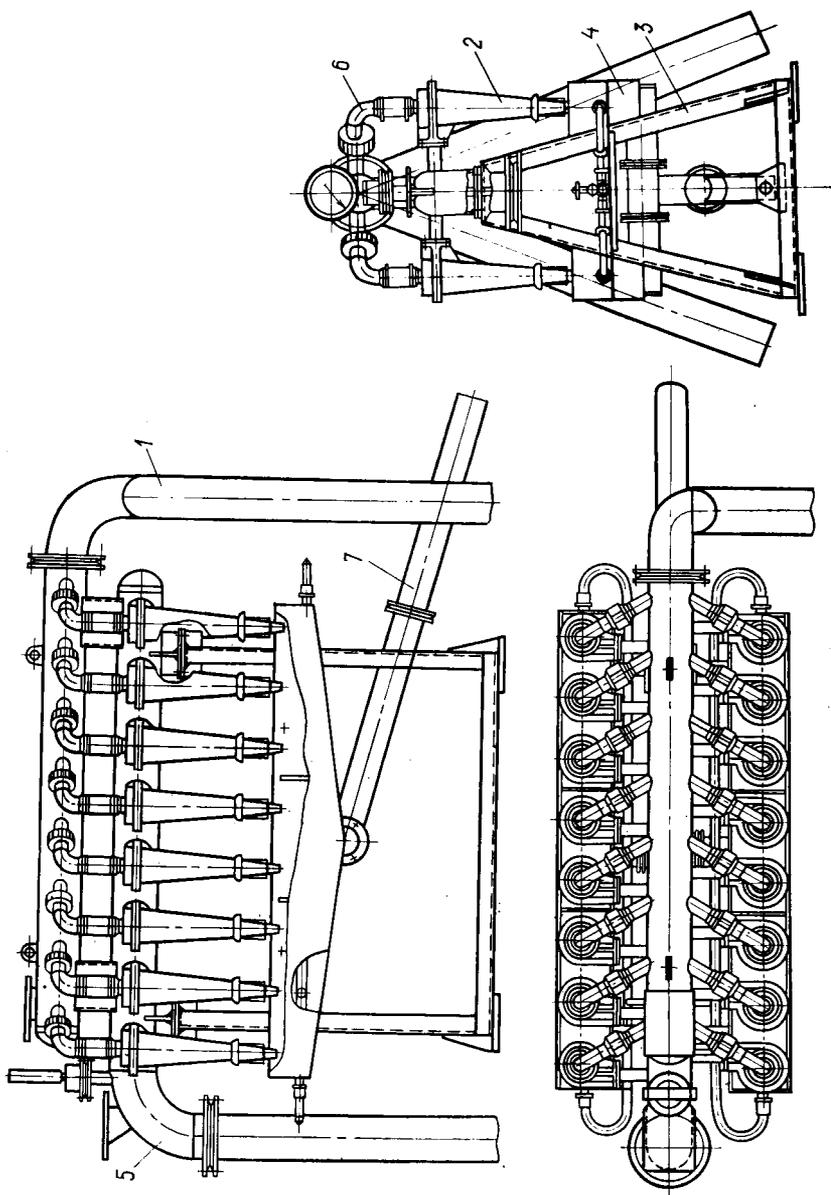


Рис. XV.8. Илоотделитель ИГ-45

Техническая характеристика гидроциклонных песко- и илоотделителей [8]

	ПГ-50	ИГ-45
Пропускная способность, л/с	50	45
Давление на входе в гидроциклон, МПа	0,2—0,3	0,2—0,3
Размер частиц плотностью 2,5 г/см ³ , удаляемых из бурового раствора, мм:		
при 100 %-ном извлечении	0,08	—
при 90 %-ном извлечении	—	0,05
Диаметр гидроциклона, мм	150	75
Число гидроциклонов	4	16
Габариты, м	1,31×0,7×1,25	2,46×0,95×1,5
Масса, т	0,26	0,33

Центрифуги предназначены для извлечения тонкодисперсных частиц утяжелителя из буровых растворов. Основная рабочая часть центрифуги — барабан (ротор) с дырчатými фильтрующими стенками, вращающийся в неподвижном кожухе. Разделение твердых частичек в центрифуге происходит под действием центробежных сил. Крупные частицы выбрасываются через отверстия в стенке барабана и накапливаются в кольцевом пространстве между кожухом и барабаном. Очищенный раствор поступает в сливную горловину, расположенную под барабаном центрифуги. Возможности разделения увеличиваются с повышением частоты вращения барабана центрифуги.

§ 4. ВСАСЫВАЮЩИЕ ЛИНИИ И МАНИФОЛЬД

Очищенный буровой раствор посредством подпорных насосов либо самовсасыванием подается из приемных резервуаров циркуляционной системы в буровые насосы. *Всасывающим трубопроводом или линией всасывания* называют участок трубопровода, по которому подводится раствор из опорожняемой емкости к насосу.

Всасывающие линии имеют важное значение в обеспечении заданных технических показателей буровых насосов. Эффективность действия их определяется полнотой заполнения жидкой средой рабочих камер насоса. При неполном заполнении рабочих камер при всасывании уменьшается подача буровых насосов, а также снижаются прочность и долговечность всей насосной установки из-за гидравлических ударов, возникающих при обратном ходе поршней. Для полного заполнения рабочих камер насоса всасываемая жидкость должна безотрывно следовать за поршнем. Надо иметь в виду, что при отрыве всасываемой жидкости от поршня в рабочих камерах насоса образуется вакуум, в результате которого возникает кавитация, способная привести к полному срыву подачи. Поэтому для обеспечения безотрывного перемещения всасывающей жидкости за поршнем и предотвращения кавитации давление на входе в насос должно быть выше давления насыщенных паров жидкой среды: $p_{в} > p_{п}$.

В зависимости от компоновки циркуляционной системы буровые насосы располагаются выше или ниже уровня бурового раствора в емкости. Предпочтительнее располагать насос ниже уровня

бурового раствора в опорожняемой емкости. В этом случае насосы работают с подпором, определяемым разностью высот бурового раствора в опорожняемой емкости и центра тяжести сечения входа в насос. Если буровой насос располагается выше уровня раствора в емкости, то высота установки его ограничивается допустимой вакуумметрической высотой всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей.

Высоту всасывания вычисляют на основании уравнения Бернулли для потока жидкости в сечениях z_a , совпадающих с уровнем раствора в опорожняемой емкости, и в сечении z_b , совпадающем с входом в насос:

$$\rho g z_a + p_a + \rho \frac{v_a^2}{2} = \rho g z_b + p_b + \rho \frac{v_b^2}{2} + \Delta p_{и} + \Delta p_{г} + \Delta p_{к}. \quad (\text{XV.3})$$

Скорость v_a опорожнения емкости можно принять равной нулю, а давление p_a над свободной поверхностью жидкости — равным давлению p_0 окружающей среды. Учитывая, что высота всасывания $z = z_b - z_a$, из уравнения (XV.3) получим

$$z = \frac{p_0 - p_b - \rho \frac{v_b^2}{2} - \Delta p_{и} - \Delta p_{г} - \Delta p_{к}}{\rho g}, \quad (\text{XV.4})$$

где p_b — давление на входе в насос, Па; v_b — скорость бурового раствора на входе в насос, м/с; ρ — плотность бурового раствора, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; $\Delta p_{и}$ — потери давления на преодоление инерции бурового раствора (определяются массой и ускорением бурового раствора во всасывающей трубе), Па; $\Delta p_{г}$ — потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений всасывающей трубы и приемного коллектора насоса, Па; $\Delta p_{к}$ — потери давления на преодоление сопротивления клапана насоса, Па.

Пользуясь уравнением (XV.4), можно определить высоту всасывания, если приравнять давления p_b и p_n . Кроме того, при заданной геометрической высоте всасывания и допустимом перепаде давления $p_0 - p_n$ можно рассчитать предельно допустимую подачу насоса и минимально необходимый диаметр всасывающей трубы, от которых зависят инерционные ($\Delta p_{и}$) и гидравлические ($\Delta p_{г}$) потери всасывающей линии. Для снижения инерционных потерь давления рекомендуется на всасывающей линии устанавливать воздушный компенсатор. При недостаточном давлении p_b на входе в насос и работе с буровыми растворами высоких плотностей и вязкости всасывающие линии снабжаются подпорными насосами.

Длина всасывающей линии должна быть минимально возможной, а диаметр используемых труб — не менее диаметра приемного коллектора бурового насоса. На свободном конце всасывающей линии устанавливают сетчатый фильтр, световая площадь

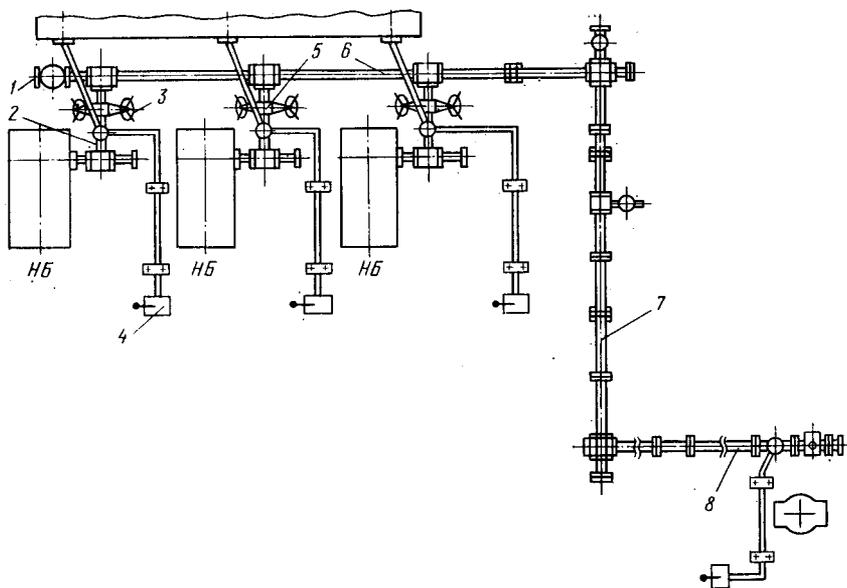


Рис. XV.9. Схема манифольда

которого должна быть не менее площади сечения труб, используемых в линии всасывания. Всасывающий трубопровод крепят к насосу посредством фланцевого соединения, уплотняемого листовой прокладкой из резины. Неточность изготовления и монтажа всасывающих линий компенсируется подвижными соединительными муфтами (компенсаторами). Для защиты бурового раствора от промерзания всасывающие линии покрывают теплоизоляционным материалом. Запасные емкости циркуляционной системы с буровым раствором и химическими реагентами подключаются к всасывающей линии с помощью труб сравнительно небольшого диаметра, снабженных клиновыми задвижками или поворотными шиберами.

Манифольдом или линией нагнетания называется участок трубопровода между буровым насосом и вертлюгом, по которому буровой раствор подается в бурильную колонну. Буровые насосы, входящие в комплект циркуляционной системы, имеют индивидуальные всасывающие линии и общий манифольд. Реже при небольшом удалении от оси скважины буровые насосы снабжаются индивидуальными манифольдами.

Манифольд (рис. XV.9) состоит из трубной обвязки 6 буровых насосов, трубной обвязки 8 вышечного блока; трубопровода 7, соединяющего обвязки в насосном и вышечном блоках; вспомогательного трубопровода 1; пультов управления 4. Трубная обвязка насосов предназначена для подачи бурового раствора по отводам 2 насосов к распределителю с дроссельно-запорным устройством

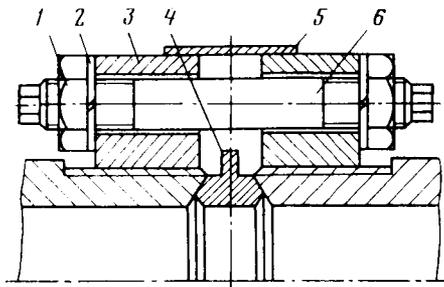


Рис. XV.10. Линзовые соединения:

1 — гайка; 2 — шайба; 3 — фланец; 4 — линза;
5 — кожух; 6 — шпилька

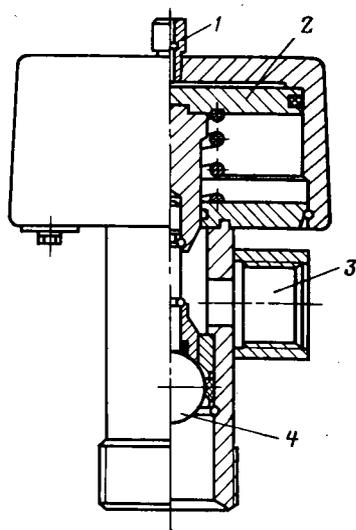


Рис. XV.11. Дроссельно-запорное устройство:

1 — штуцер для подвода сжатого воздуха; 2 — пневматический цилиндр с поршнем; 3 — выкид для раствора; 4 — шаровой клапан

3 и 5. Отводы состоят из набора трубных секций и переходных колен, необходимых для соединения нагнетательного патрубка насоса с распределителем. На отводах устанавливают задвижки для слива бурового раствора, а также манометры с предохранительным устройством. Задвижки 3 распределителя служат для подачи бурового раствора в скважину либо в перемешивающие и очистные устройства циркуляционной системы.

Трубная обвязка 8 вышечного блока состоит из стояка и распределительно-запорного устройства, позволяющего подавать буровой раствор в вертлюг либо превентор, а также откачивать его от цементировочного агрегата. Стояк представляет собой набор трубных секций, имеющих линзовые соединения (рис. XV.10). К стояку крепится изогнутое колено для присоединения бурового рукава, по которому раствор подается в вертлюг.

Для плавного перевода бурового насоса с холостого режима работы на рабочий применяют дроссельно-запорное устройство (рис. XV.11), которое приводится в действие сжатым воздухом, поступающим от компрессорной станции буровой установки. Управление этим устройством осуществляется четырехклапанным краном, установленным на пульте управления.

Трубные секции манифольда соединяются при помощи быстро-разъемных замковых соединений (рис. XV.12). Между отдельными блоками буровой установки трубы манифольда соединяются монтажными компенсаторами (рис. XV.13), обеспечивающими угловое смещение соединяемых труб на 10° и линейное их смещение до 200 мм. Крепление манифольда к основанию буровой установки и вышке осуществляется при помощи хомутовых соединений. В технической характеристике манифольдов указаны рабочее и пробное давления, диаметр и толщина стенок труб, а также масса манифольда. Манифольды изготавливают с рабочим давле-

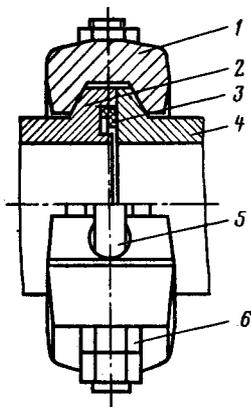
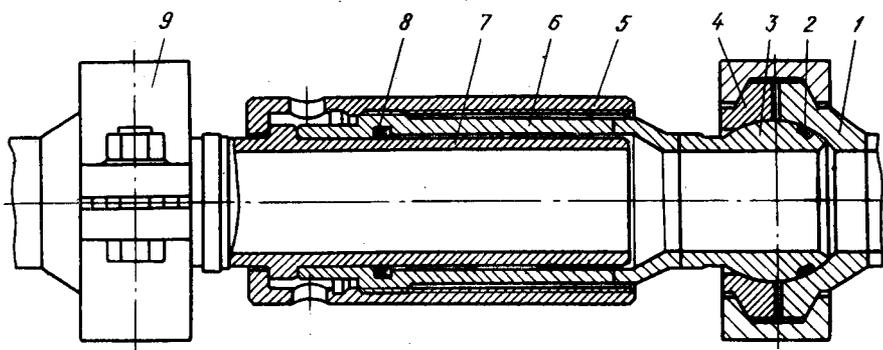


Рис. XV.12. Быстроразъемное замковое соединение:

1 — полухомут; 2, 4 — патрубки; 3 — армированная манжета; 5 — шпилька; 6 — гайка

Рис. XV.13. Монтажный компенсатор:

1 — седло; 2 — уплотнение; 3 — шар; 4 — кольцо; 5 — коронка; 6 — цилиндр; 7 — втулка; 8 — манжета; 9 — накладной замок



нием 20, 25, 32 и 40 МПа в зависимости от класса буровой установки. Пробное давление составляет соответственно 30, 38, 48 и 60 МПа. Трубы, используемые в манифольдах, имеют диаметр проходного отверстия 80, 100 и 125 мм.

§ 5. СОСТАВ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

Устройства для приготовления и очистки бурового раствора располагаются в виде отдельных блоков, взаимодействующих согласно технологической схеме, разработанной ВНИИнефтемашем и ВНИИКРнефтью (рис. XV.14).

Глинопорошки и порошкообразные утяжелители хранятся в силосах 1 блока приготовления промывочного раствора (БПР). Порошкообразные химические реагенты, затаренные в мешки, складываются на крытой площадке 2. В блок приготовления промывочного раствора входят также дозатор, гидроэжекторный смеситель 4, диспергатор 3 и механический смеситель 8. Загрузка порошкообразных материалов в силосы и подача их в гидроэжекторный смеситель осуществляются пневмотранспортом. Приготов-

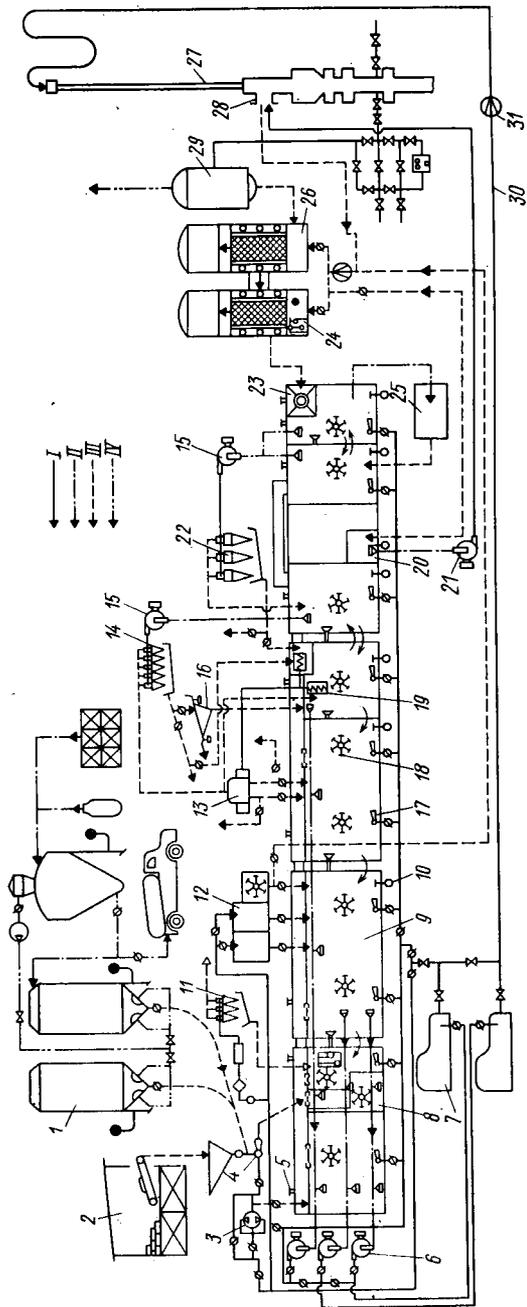


Рис. XV.14. Технологическая схема циркуляционной системы.
 Линии: I — нагнетательная; II — всасывающая; III — сливная; IV — воздушная

ленный для промывки скважины буровой раствор поступает в резервуар 9, снабженный гидравлическими 17 и механическими 18 перемешивателями. Подпорными насосами 6 готовый раствор из резервуара 9 подается на прием буровых насосов 7, нагнетающих его по манифольду 30 в бурильную колонну 27.

Из скважины буровой раствор по устьевому желобу 28 поступает в блок очистки, включающий два вибросита 26, отстойник 23, гидроциклонные пескоотделитель 22 и илоотделитель 14, центрифугу 13. Для подачи бурового раствора в пескоотделитель 22 и илоотделитель 14 используются центробежные шламовые насосы 15. Специальное вибросито 16 с мелкоячеистой сеткой служит для разделения частиц утяжелителя и глины. Кроме того, для удаления избытка глины при утяжелении бурового раствора предусмотрено эжекторно-гидроциклонное устройство 11. Для подачи раствора в центрифугу 13 служит винтовой насос 19. При наличии пластового газа буровой раствор направляется в блок очистки от газа, в состав которого входят газовый сепаратор 29 и дегазатор 25.

В циркуляционную систему также входят блок 12 обработки промывочного раствора, блок 6 подпорных насосов и резервуарный блок, состоящий из нескольких металлических емкостей, часть которых имеет отдельные отсеки с механическими и гидравлическими перемешивателями. Люки 5 служат для очистки резервуаров от скопившихся отходов бурового раствора. Мерный отсек 20 и центробежный насос 21 используются для долива скважины при подъеме бурильной колонны.

При спуске труб в скважину отсек 20 используется для контроля объема вытесняемого бурового раствора. Для контроля процесса промывки скважин применяются уровнемеры 10, установленные на всех резервуарах, расходомеры 31 и манометры, регистрирующие давление буровых и подпорных насосов, а также в камере эжекторного гидросмесителя и входных гидроциклонов. Газосодержание и плотность бурового раствора на приеме буровых насосов и при сливе из скважины контролируются приборами, расположенными на панели 24. Блок приготовления промывочного раствора снабжен гидравлическим измерителем массы порошкообразных материалов (ГИВ-М). Частота вращения центрифуги контролируется тахометром.

Глава XVI

ПРИВОД БУРОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

Современные буровые установки оснащены различными по назначению и мощности машинами и механизмами, действие которых обеспечивается соответствующим приводом, состоящим из дви-

гателя, силовой передачи (трансмиссии) и аппаратуры управления. Тип привода, его компоновка и конструкция значительно влияют на технико-экономические показатели буровой установки. Различают основной и вспомогательный приводы.

Основным является привод буровой лебедки, насосов и ротора. Мощность его достигает 6 тыс. кВт и более.

Вспомогательный привод предназначен для привода компрессоров, виброст и глиномешалки, автомата подачи долота, масляных и подпорных насосов, агрегатов для механизации спуско-подъемных операций и других механизмов буровой установки. Суммарная мощность его не превышает 400 кВт. Следует отметить, что в связи с механизацией трудоемких работ в бурении состав вспомогательных механизмов за последние годы значительно расширился. Число двигателей, используемых в приводе вспомогательных механизмов, увеличилось вдвое и достигает 15—20 единиц.

В зависимости от используемых двигателей различают дизельные, газотурбинные и электрические приводы буровых установок.

Дизельные и газотурбинные приводы — автономные (независимые от промышленных энергосистем) — в отечественной практике используются в буровых установках для разведочного и эксплуатационного бурения в районах, отдаленных от промышленных электрических сетей. Освоение новых крупных нефтегазодобывающих районов на необжитых территориях страны потребовало значительного увеличения производства буровых установок с дизельным приводом. В США и других капиталистических странах буровые установки с дизельным приводом используют из-за их экономичности по сравнению с электрическим приводом, обусловленной высокой стоимостью электроэнергии, вырабатываемой частными компаниями.

Электрические приводы относятся к неавтономным, и их выбор предопределяется наличием и стоимостью потребления электроэнергии в районе бурения. Электропривод впервые был использован в отечественных буровых установках. Начало внедрения этих установок относится к 20-м годам и совпадает с периодом восстановления и перевооружения нефтяной промышленности в Азербайджане и Грозном, которые располагали достаточными ресурсами электроэнергии. Дальнейшему распространению электропривода способствовало строительство крупных гидроэлектрических, тепловых и атомных станций, а также создание единой энергосистемы европейской части СССР.

В настоящее время около половины выпускаемых отечественными заводами буровых установок снабжаются электрическим приводом. На их долю приходится примерно 60 % годового объема бурения скважины. Развитию электропривода способствовало также создание автономных дизель-электрических и газотурбинных электростанций, работающих на жидком топливе, природном и попутном газах, добываемых в районе бурения. На базе автономных электрических станций переменного и постоянного тока

в СССР и за рубежом изготавливают дизель-электрические и турбо-электрические буровые установки, эффективно используемые для бурения скважин на суше и особенно на море.

По характеру распределения энергии различают групповые, индивидуальные и смешанные приводы.

В групповом приводе лебедка, насосы и ротор буровой установки через соответствующие передачи приводятся от общих двигателей. При этом уменьшаются число и установленная мощность двигателей. К недостаткам группового привода относятся его громоздкость и низкий к.п.д. вследствие большого числа силовых передач, связывающих двигателя с лебедкой, насосами и ротором. С учетом очередности работы буровых насосов, ротора и лебедки необходимым условием применимости группового привода является:

$$N_n + N_p \approx N_{л},$$

где N_n , N_p , $N_{л}$ — мощность соответственно насосов, ротора и лебедки.

Опыт и расчеты показывают, что этому требованию отвечают буровые установки для бурения скважин глубиной до 5 тыс. м. Групповой привод широко используется в дизельных буровых установках и реже в электрических.

В индивидуальном приводе лебедка, ротор и буровые насосы имеют собственные двигатели с более простыми передачами. Индивидуальный привод позволяет работать при наиболее выгодной частоте вращения, проводить быстрый пуск и торможение. Простые по конструкции и кинематической схеме передачи обеспечивают компактность буровой установки и сравнительно высокие значения к.п.д. привода. Индивидуальный привод преимущественно используется в электрических буровых установках.

Смешанный привод применяется, когда мощность дизельного группового привода оказывается недостаточной для работы второго бурового насоса. В этом случае лебедка, ротор и один из буровых насосов имеют групповой привод, а второй насос снабжается индивидуальным приводом. В электрических буровых установках распространен смешанный привод, в котором лебедка и ротор имеют групповой привод, а буровые насосы снабжаются индивидуальным приводом.

По числу двигателей различают *одновигательные* и *многодвигательные приводы*. Дизельный групповой привод содержит до четырех параллельно установленных дизелей. Электрический групповой привод имеет два либо один электродвигатель. В электрических буровых установках лебедки имеют двухдвигательный либо одновигательный индивидуальный привод. Буровые насосы и роторы обычно снабжаются одновигательным индивидуальным приводом.

Многодвигательные приводы имеют более сложную конструкцию силовых передач, но надежны в эксплуатации, так как в случае отказа одного из двигателей машина не останавливается и

действует от остающихся в работе двигателей. Наряду с этим многодвигательный привод экономичнее в эксплуатации, так как позволяет отключить часть двигателей при холостом вращении и других технологических операциях, не требующих затраты всей установленной мощности.

Вспомогательные механизмы буровой установки в основном имеют индивидуальный электрический привод, состоящий из асинхронного двигателя и механической передачи. Двигатели вспомогательных механизмов получают электроэнергию от промышленных сетей либо автономных дизель-электрических агрегатов переменного тока.

Пневмопривод, в котором энергия вырабатываемого компрессором сжатого воздуха преобразуется в механическую энергию, используется в механизмах, расположенных вблизи устья скважины, где по требованиям пожаробезопасности применение электродвигателей запрещается. Он применяется для автоматического бурового ключа, клиновых захватов ротора, раскрепителей бурильных замков и для механизмов системы пневматического управления.

Объемный гидропривод, положительно зарекомендовавший себя при опытно-промышленных испытаниях буровых установок с гидроподъемником и в приводе ротора, широкого распространения не имеет.

Силовые передачи привода предназначены для соединения двигателя с рабочей машиной и согласования их скоростей и вращающих моментов. В приводе буровых установок используются механические, гидродинамические и электрические передачи, различающиеся по принципу действия и преобразующим свойствам. Механические передачи используются в сочетании с гидродинамическими (гидротрансформаторы и гидромуфты) и электрическими (электромагнитные муфты), образуя соответственно гидромеханические и электромеханические передачи. В зависимости от типа двигателей и силовых передач, используемых в основном приводе, различают следующие разновидности буровых установок:

дизельные с механическими силовыми передачами (Уралмаш ЗД-76; БУ3000БД);

дизельные с гидромеханическими силовыми передачами (БУ5000ДГУ-1; БУ75Бр-70; БУ80БрД; БУ2500ДГУ);

электрические переменного тока с механическими силовыми передачами (Уралмаш 4Э-76; БУ3000ЭУК; БУ75БрЭ-70; БУ80БрЭ-1);

электрические переменного тока с электромеханической силовой передачей (БУ5000ЭУ);

электрические постоянного тока с механическими силовыми передачами (БУ15000; БУ6000ПЭМ; БУ5000ЭР, БУ6500ЭР; БУ2500ЭП);

дизель-электрические постоянного тока с механической силовой передачей (БУ5000ДЭР; БУ6500ДЭР);

газотурбинные с механическими силовыми передачами.

Привод буровых установок должен быть надежным и экономичным, безопасным и удобным в управлении, компактным и срав-

нительно небольшой удельной массы, транспортабельным и приспособленным для монтажа, эксплуатации и ремонта в отдаленных от баз производственного обслуживания полевых условиях. Мощность, диапазоны регулирования частоты вращения и вращающего момента выводного вала привода определяются нагрузками и режимом работы приводимых машин и механизмов. Выбранный привод должен обеспечить сочетание высокой производительности буровой установки с минимальной стоимостью 1 м проходки.

§ 2. ДВИГАТЕЛИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

Двигатели основного привода буровой установки выбирают в зависимости от ожидаемых источников питания, величины требуемой мощности и ограничений по массе и габаритам. При выборе двигателей учитывают механические характеристики буровых насосов, ротора и лебедки, обусловленные технологией бурения и спуско-подъемных операций.

Дизели наиболее распространены в приводе буровых установок. В последние годы заметно расширилось использование газотурбинных двигателей. Карбюраторные и паровые двигатели в современных буровых установках не применяются. Распространенность дизелей объясняется их надежностью, экономичностью и компактностью по сравнению с другими тепловыми двигателями.

Энергетические показатели дизеля оцениваются по скоростным, нагрузочным и регуляторным характеристикам, определяемым на основе стендовых испытаний. Скоростная характеристика определяется при постоянной подаче топлива и выражает зависимость крутящего момента M , мощности N_e , часового G и

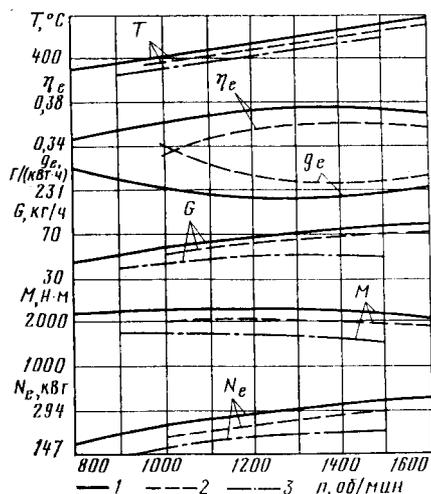


Рис. XVI.1. Скоростные характеристики дизелей:

1 — В2-450; 2 — В2-400; 3 — В2-300

удельного g_e расхода топлива, температуры T и коэффициента полезного действия η_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля (рис. XVI.1). Сохраняя заданную подачу топлива, в процессе испытаний изменяют нагрузку (тормозной момент) и определяют частоту вращения дизеля в режиме его устойчивой работы. Данные, полученные при полной подаче топлива, определяют верхнюю границу поля эксплуатационных режимов работы и используются для построения внешней скоростной характеристики дизеля. Кривые, построенные при неполной подаче топлива, называются частичными скоростными характеристиками дизеля.

Важный параметр дизеля — частота вращения, соответствующая максимальному крутящему моменту. По внешней характеристике определяют:

номинальный коэффициент запаса крутящего момента дизеля

$$K_M = \frac{M_M - M_H}{M_H} 100 \%;$$

коэффициент приспособляемости $K_{пр} = M_M / M_H$;

скоростной коэффициент $K_n = n_M / n_H$.

Здесь M_M , n_M — момент и частота вращения в режиме максимального крутящего момента; M_H , n_H — момент и частота вращения в режиме номинальной мощности.

Чем больше коэффициенты K_M и $K_{пр}$, тем устойчивее работает дизель при изменении внешней нагрузки. Небольшие значения коэффициентов K_M и K_n свидетельствуют об ограниченной способности дизеля к преодолению возрастающих сопротивлений. С увеличением K_n падает мощность дизеля, что обуславливает соответствующее снижение производительности приводной машины. Характеристика такого дизеля приближается к жесткой.

Коэффициент запаса крутящего момента $K_M = 5 \div 15 \%$ может быть увеличен до 30—40 % при использовании корректора подачи топлива. Скоростной коэффициент $K_n = 0,65 \div 0,75$ указывает на ограниченную способность дизеля самостоятельно приспособляться к переменным по величине нагрузкам исполнительных агрегатов. В связи с этим для приспособления к изменяющимся нагрузкам буровой лебедки, насосов и ротора дизель снабжается гидротрансформатором и коробкой перемены передач.

Показатели внешней характеристики используются для построения нагрузочной и регуляторной характеристик дизеля. Нагрузочная характеристика дает представление об изменении показателей дизеля в зависимости от момента, создаваемого внешней нагрузкой, при постоянной частоте вращения. Регуляторная характеристика строится в зависимости от эффективной мощности двигателя, и в приемлемых масштабах графика дает более наглядную оценку энергетических показателей дизеля. Вследствие ограниченного пускового момента, определяемого мощностью стартера, с исполнительным механизмом дизель соединяется посредством сцепной муфты, отключающей дизель при пуске.

В отечественных буровых установках преимущественно используются четырехтактные 12-цилиндровые дизели с V-образным расположением цилиндров и жидкостным охлаждением.

На рис. XVI.1 показаны внешние характеристики дизелей, свидетельствующие о незначительном изменении крутящего момента от частоты вращения.

Базовый дизель В2-400 имеет номинальную мощность 294 кВт при 1600 об/мин и изготавливается в следующих модификациях: В2-400А; В2-400АВ (поставляется с вентилятором) и В2-400АЧ (поставляется без вентилятора). Дизель В2-450А тех же моди-

фикации отличается от В2-400А регулировкой номинальной мощности до 320 кВт при 1600 об/мин. Для дизелей тропического исполнения к шифру добавляется буква «Т». Серия дизеля обозначается буквой «С» с последующей цифрой, указывающей очередность модернизации. Например, дизели В2-450-С2 в результате модернизации имеют более высокий моторесурс, составляющий 6000—7000 ч. В дизелях серии С3 устранена зона так называемых резонансных оборотов.

Техническая характеристика дизеля В2-450 [1]

Тип дизеля	Четырехтактный, бескомпрессорный с непосредственным распылением топлива
Число цилиндров	12
Расположение цилиндров	V-образное
Диаметр цилиндра, мм	150
Ход поршня, мм:	
левой группы	180
правой группы	186,7
Степень сжатия	14—15
Номинальная мощность, кВт	330
Частота вращения, об/мин:	
при номинальной мощности	1600
минимально устойчивая	600
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	227±3 %
Удельный расход масла, г/(кВт·ч)	8,35
Масса, кг:	
воды системы охлаждения	60
масла системы смазки	130
дизеля (сухого)	1400

Рекомендуемые режимы работы дизеля приведены ниже.

Тип дизеля	В2-400	В2-450
Частота вращения, об/мин	1200	1300
Мощность, кВт	264	309
Давление масла, МПа		0,6—0,9
Температура, °С:		
воды		60—90
масла		70—90

Важное направление дальнейшего повышения эффективности привода буровых установок — использование более мощных отечественных дизелей: 6ЧН-21/21 с номинальной мощностью 423 кВт при 1200 об/мин и 6ЧН-26/26 с номинальной мощностью 736 кВт. С увеличением единичной мощности сокращается число дизелей буровой установки и, следовательно, упрощается конструкция силовых передач, снижаются потери от спарки дизелей. В дизель-электрических агрегатах, используемых в качестве источников питания электродвигателей вспомогательных механизмов буровой установки, применяются дизели ЯМЗ-238А; К-153 и У1Д6С2.

Газотурбинные двигатели в отличие от дизеля преобразуют тепловую энергию в механическую не циклически, а непрерывно. На рис. XVI.2 показана простейшая схема, поясняющая принцип действия двухвального газотурбинного двигателя, который используется в приводе буровых установок. Атмосферный воздух,

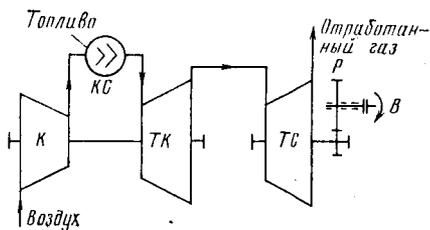
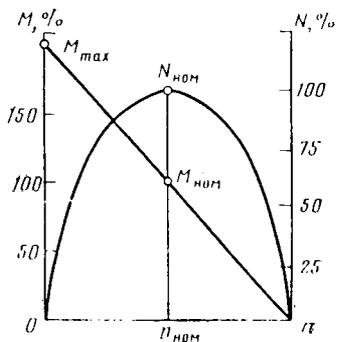


Рис. XVI.2. Схема двухвального газотурбинного двигателя

Рис. XVI.3. Характеристика двухвального газотурбинного двигателя



проходя через ступени компрессора K , сжимается и под давлением поступает в камеру сгорания $КС$. В этой камере воздух смешивается с топливом, подаваемым форсунками. В результате сгорания образовавшейся смеси создается газовый поток, который поступает в турбину компрессора $ТК$ и свободную турбину $ТС$.

Рабочие колеса турбины компрессора и свободной турбины установлены на отдельных валах и связаны между собой газодинамически. В лопаточных аппаратах турбин энергия сжатого и нагретого газа преобразуется в механическую работу. Мощность турбины компрессора $ТК$ расходуется на вращение компрессора и других обслуживающих двигатель агрегатов. Мощность свободной турбины $ТС$ через редуктор P передается на выводной вал B , соединяемый с приводимым агрегатом. Газотурбинные двигатели снабжены устройствами для запуска, а также для автоматического и ручного управления двигателем.

Как видно из рис. XVI.3, двухвальный газотурбинный двигатель обладает сравнительно высоким запасом крутящего момента. Максимальный момент в 1,5—2 раза превышает момент при номинальном режиме. По сравнению с дизелем газотурбинный двигатель обладает более мягкой характеристикой. Способность его резко снижать частоту вращения при загрузке свободной турбины с последующим быстрым выходом на номинальный режим работы является положительной особенностью, благодаря которой упрощаются пусковые устройства в приводе буровой лебедки, насосов и ротора. Работа при «завалах» частоты вращения ограничивается во времени вследствие перегрева двигателя, вызывающего преждевременное сгорание лопаток силовой турбины. По этой причине продолжительность работы газотурбинного двигателя при перегрузках не должна превышать установленных пределов.

Техническая характеристика стационарного газотурбинного двигателя АИ-23СГ

Тип двигателя	Газотурбинный со свободной силовой турбиной
Частота вращения ротора, об/мин:	
турбокомпрессора	(9000—14 600) ± 150
свободной турбины	(8000—11 000) ± 120

Тип редуктора	Планетарный, двухступенчатый
Передаточное отношение	0,08732
Топливо для двигателя	Природный (ГОСТ 5542—78) или попутный нефтяной газ
Применяемое масло	Смесь масел (по объему): 75 % трансформаторного или МК-3 и 25 % МК-22 или МС-20
Компрессор	Осевой 10-ступенчатый
Турбины:	
компрессора	Осевая двухступенчатая
свободная силовая	Осевая двухступенчатая
связь между турбинами	Гидродинамическая
Масса, кг:	
двигателя со всеми установленными на нем агрегатами и рамой	1290
рамы двигателя	215
Габариты, мм:	
длина	3650±5
ширина (без выхлопных труб)	760±5
высота	975±5

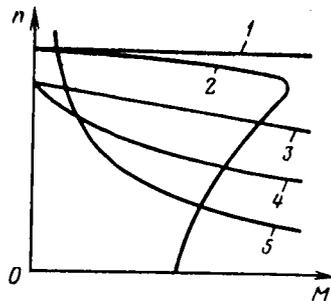
Удельная масса газотурбинного двигателя составляет примерно 1,22 кг/кВт и почти в 7 раз меньше, чем дизеля, поэтому значительно уменьшаются масса и габариты привода и всей буровой установки. Возможность непосредственного соединения выводного вала газотурбинного двигателя с валом трансмиссии упрощает конструкцию и повышает к. п. д. привода. Отсутствие водяного охлаждения облегчает запуск и эксплуатацию двигателя в зимних условиях. Моторесурс газотурбинных двигателей при эксплуатации в бурении достигает 9500 ч, а расход масел почти в 10 раз меньше, чем у дизелей.

Благоприятные пусковые свойства и другие положительные качества этих двигателей свидетельствуют об их конкурентоспособности с более распространенными дизелями. Основные недостатки газотурбинных двигателей — повышенный расход топлива и высокий уровень создаваемого шума. Удельный расход топлива примерно в 2 раза больше, чем у дизелей, поэтому буровые установки с газотурбинными двигателями экономически эффективны при наличии доступных местных ресурсов топлива.

Электродвигатели переменного и постоянного тока специальных модификаций, приспособленные для монтажа и эксплуатации при температуре окружающего воздуха $\pm 40^\circ\text{C}$ и относительной влажности 90 % при 20°C , используются в приводе буровых установок. Валы двигателей устанавливаются на шитовых подшипниках и имеют один свободный конец для соединительной муфты. Вследствие недостаточной вентиляции, обусловленной повышенной защищенностью от попадания влаги, номинальная мощность буровых электродвигателей на 5—10 % меньше, чем двигателей единой серии данного габарита.

В числе преимуществ электродвигателей при использовании их в приводе буровых установок следует отметить экономичность и надежность, способность реверсирования и преодоления кратковременных перегрузок, бесшумность работы и сохранение

Рис. XVI.4. Механические характеристики электродвигателей



чистоты окружающей среды и рабочих мест. Благодаря возможности торможения электродвигателями значительно облегчаются условия работы ленточного тормоза буровой лебедки, что способствует снижению расхода тормозных колодок. Централизованное электроснабжение устраняет необходимость доставки и хранения топлива и масел и связанных с этим материальных и трудовых затрат.

Тип электродвигателя выбирают с учетом его механических характеристик. Различают естественную и искусственную механические характеристики электродвигателя. Первая соответствует номинальным условиям его питания, нормальной схеме соединений и отсутствию каких-либо добавочных сопротивлений в цепях двигателя. Искусственные характеристики получаются при изменении напряжения на зажимах двигателя, включении добавочных сопротивлений в цепи двигателя и соединении этих цепей по специальным схемам.

На рис. XVI.4 приведены естественные механические характеристики электродвигателей. Важный критерий для оценки механических характеристик двигателей — степень их жесткости, выражаемая коэффициентом жесткости, величина которого определяется отношением приращения момента $\Delta M = M_1 - M_0$ к приращению частоты вращения $\Delta n = n_1 - n_0$:

$$\alpha = \Delta M / \Delta n.$$

На графике коэффициент жесткости определяется абсолютным значением котангенса угла наклона механической характеристики к оси абсцисс. Коэффициент жесткости на отдельных участках может быть различным. Абсолютно жесткую характеристику (кривая 1) имеют синхронные двигатели ($\Delta n = 0$, $\alpha = \infty$). Линейная часть характеристики асинхронного двигателя (кривая 2) и характеристика двигателя постоянного тока параллельного возбуждения (кривая 3) относятся к жесткой ($\alpha = 10 \div 40$). Характеристика двигателя с большим падением частоты вращения, у которого $\alpha < 10$, относится к мягкой: двигатели последовательного (кривая 5) и смешанного (кривая 4) возбуждения, искусственная характеристика асинхронного двигателя с фазным ротором, искусственная характеристика двигателя постоянного тока параллельного возбуждения.

Таблица XVI.1. Техническая характеристика асинхронных двигателей буровых установок

Тип двигателя	Номинальная мощность, кВт	Номинальное напряжение, В	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	$\frac{M_M}{M_H}$	Момент инерции ротора, кг·м ²	Масса, кг
АКБ-114-6	320	500	980	92,5	2,5	2,25	2150
АКБ-12-39-6	320	6000	985	91,5	2,3	4	2810
АКБ-13-62-8	500	6000	740	93,5	2,5	10,7	4320
АКЗ-15-41-8Б2	700	6000	750	93,5	2,6	—	6150
АКЗ-15-41-8Б	850	6000	750	94,5	2,7	—	6800
АКСБ-15-44-6	630	6000	750	94,7	1,8	—	3700
АКСБ-15-54-6	800	6000	750	94,9	1,8	—	4100
АКСБ-15-69-6	1000	6000	750	95,3	1,8	—	4700

Асинхронные двигатели с фазным ротором применяются в приводе лебедки, насосов и ротора. Управляют этими двигателями с помощью специальных станций, которые осуществляют плавный пуск двигателя с малым пусковым током. Техническая характеристика асинхронных двигателей лебедки, насосов и ротора отечественных буровых установок приведена в табл. XVI.1. Номинальная мощность, указанная в таблице, соответствует режиму длительной работы, при котором двигатель не перегревается сверх установленной температуры. Момент M_H , соответствующий номинальному режиму, называется номинальным моментом. Отношение максимального момента M_M к номинальному M_H характеризует перегрузочную способность двигателя. Кратность пускового момента определяется отношением момента, развиваемого двигателем в неподвижном состоянии, к номинальному моменту.

Электродвигатели серии АКБ, используемые в приводе буровых лебедок, рассчитаны для работы в повторно-кратковременном режиме с числом включений не более 100—120 и числом реверсов 10—20 в 1 ч. Электродвигатели серии АКЗ — закрытого исполнения с принудительной вентиляцией или самовентиляцией — предназначены для тяжелых условий работы с частыми пусками и регулированием частоты вращения путем искусственного воздействия на их электромеханические параметры. Электродвигатели этой серии используются в приводе буровых насосов и регулируются по способу, получившему название вентильно-машинного каскада. Привод состоит из асинхронного двигателя насоса, трехфазного выпрямительного моста для преобразования энергии скольжения двигателя в энергию постоянного тока и источника э. д. с., в качестве которого используется генератор постоянного тока мощностью 250 кВт с приводным синхронным двигателем [25]. Ток ротора асинхронного двигателя после выпрямителя поступает в цепь якоря генератора постоянного

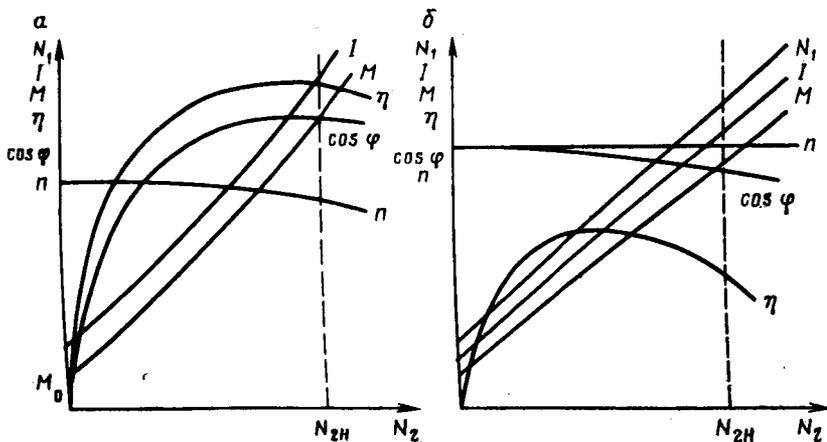


Рис. XVI.5. Рабочие характеристики электродвигателей переменного тока: а — асинхронного; б — синхронного

тока. Генератор работает в двигательном режиме, а синхронный двигатель — в генераторном, вследствие чего энергия скольжения возвращается в сеть. Регулируя э. д. с. генератора постоянного тока, можно изменить частоту вращения асинхронного двигателя насоса.

Рассматриваемый способ позволяет наиболее экономично искусственно регулировать частоту вращения асинхронных двигателей. Глубина регулирования возрастает с увеличением мощности генератора постоянного тока и синхронного двигателя, входящих в схему машинно-вентильного каскада.

Механические характеристики, приведенные на рис. XVI.4, определяют эксплуатационные возможности двигателей как источника механической энергии. Для более полного выявления свойств самого двигателя служат его рабочие характеристики (рис. XVI.5). Так принято называть зависимости мощности N_1 , потребляемой двигателем, частоты вращения n , вращающего момента M , коэффициента мощности ($\cos \varphi$), силы тока I и к. п. д. η от мощности N_2 , отдаваемой двигателем и определяемой его нагрузкой. Рабочие характеристики определяются при номинальных частоте тока и напряжении на зажимах статора.

Скоростная характеристика $n=f(N_2)$ не отличается по форме от известной механической характеристики $n=f(M)$ асинхронного двигателя. Вращающий момент M , развиваемый двигателем, складывается из полезного момента M_2 и момента M_0 , затрачиваемого на механические и добавочные потери, создаваемые пульсациями магнитного поля. Принимая момент M_0 не зависящим от нагрузки двигателя, имеем

$$M = M_0 + N_2 / 0,1n.$$

Согласно полученному выражению, кривая зависимости $M = f(N_2)$ пересекает ось ординат в точке M_0 и линейно возрастает с увеличением полезной нагрузки. Учитывая, что фактическая частота вращения не сохраняется постоянной и с увеличением полезной нагрузки несколько уменьшается, кривая $M = f(N_2)$ изгибается вверх (как показано на рис. XVI.5). Активный ток двигателя возрастает пропорционально механической нагрузке. При этом относительное значение реактивного тока быстро убывает, а коэффициент мощности увеличивается.

При холостом ходе $\cos \varphi$ двигателя составляет примерно 0,2 и достигает максимального значения 0,7—0,9 при нагрузках, близких к номинальным $N_{2н}$. Естественным способом улучшения $\cos \varphi$ является полная загрузка асинхронных двигателей. К. п. д. определяется отношением полезной мощности N_2 к подводимой N_1 . У большинства двигателей к. п. д. достигает максимума (65—95 %) при нагрузке, равной 75 % номинальной. Благодаря этому обеспечивается экономичность двигателей при преобладающих на практике режимах нагружения.

Отклонения напряжения и частоты тока от номинальных значений изменяют механические характеристики асинхронного двигателя. Момент вращения пропорционален квадрату напряжения, поэтому для нормальной работы двигателя необходимо стабильное напряжение в сети.

Асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором проще и дешевле двигателей с фазным ротором, не требуют сложной пусковой аппаратуры. Привод вспомогательных машин и механизмов буровых установок преимущественно осуществляется асинхронными электродвигателями с короткозамкнутым ротором. Исключение составляют вспомогательная лебедка, в приводе которой используется асинхронный двигатель с фазным ротором, и автоматический регулятор подачи долота, силовой узел которого приводится от двигателя постоянного тока.

Синхронные электродвигатели вследствие абсолютной жесткости в приводе буровой лебедки используются с электромагнитными муфтами скольжения, обеспечивающими плавный пуск и относительно небольшое регулирование привода (БУ5000ЭУ). В приводе буровых насосов синхронные электродвигатели используются с фрикционными муфтами (Уралмаш 4Э-76, БУ3000ЭУК, БУ75БрЭ-70). Буровые установки, снабженные синхронными двигателями в приводе лебедки, имеют асинхронные двигатели в приводе насосов. И наоборот, если в приводе лебедки используются асинхронные двигатели, то в приводе насосов — синхронные. Лишь в отдельных случаях лебедка и насосы буровой установки имеют привод от синхронных двигателей (БУ2500БЭ).

Техническая характеристика синхронных электродвигателей отечественных буровых установок приведена в табл. XVI.2. Рабочие характеристики синхронного двигателя показаны на рис. XVI.5, б. Вращающий момент, развиваемый двигателем, и ток статора с повышением нагрузки возрастают практически ли-

Таблица XVI.2. Техническая характеристика синхронных двигателей буровых установок

Тип двигателя	Номинальная мощность, кВт	Номинальное напряжение, В	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	$\frac{M_m}{M_H}$	Масса, кг
СДЗ-12-46-8А	320	6000	750	94	1,8	3200
СДЗ-13-34-6	500	6000	1000	94	1,9	3570
СДБ-13-42-8А	450	6000	750	93,9	1,46	4050
СДЗБ-13-42-8	450	6000	750	94	1,9	4050
СДБ-14-46-8	850	6000	750	94	2,2	6500
СДЗ-13-52-8А	630	6000	750	95	1,44	5420
СДБО-99/49-8А	630	6000	750	94,5	2,2	5600

нейно. Так как частота вращения постоянна, мощность также увеличивается линейно. Характерная особенность синхронного двигателя — его способность работать с любым $\cos \phi$. Это достигается регулированием тока возбуждения. При неизменном токе возбуждения повышение нагрузки на валу двигателя вызывает некоторое уменьшение $\cos \phi$, как показано на рис. XVI.5, б.

Кривая к. п. д. синхронного двигателя, как и других электрических машин, изменяется в зависимости от нагрузки. Максимум к. п. д. соответствует нагрузкам, близким к номинальным, и для синхронных двигателей буровых установок равен 94—95%. Основные преимущества синхронных двигателей — возможность их работы с $\cos \phi = 1$ и способность улучшать $\cos \phi$ в системах, где работают асинхронные двигатели. Момент вращения синхронного двигателя зависит от напряжения в сети в первой стадии. В связи с этим синхронные двигатели по сравнению с асинхронными обладают более стабильным моментом вращения при колебаниях напряжения в сети. Пуск синхронного двигателя возможен после предварительного разгона ротора до частоты вращения, близкой к синхронной, с помощью дополнительного двигателя либо специальной короткозамкнутой обмотки в роторе, усложняющих конструкцию и повышающих стоимость синхронных двигателей.

Электродвигатели постоянного тока в отличие от асинхронных и синхронных обладают свойством саморегулирования и по естественным механическим характеристикам полнее отвечают требованиям, предъявляемым к основному приводу буровых установок. Вследствие плавного изменения частоты вращения в зависимости от момента, создаваемого рабочей нагрузкой, повышаются производительность и экономичность буровой лебедки, насосов и ротора. В буровых установках двигатели постоянного тока получают питание от электромашинных и тиристорных преобразователей переменного тока, поступающего от промышленной электросети либо автономных дизель-электрических станций.

Таблица XVI.3. Техническая характеристика двигателей постоянного тока буровых установок

Тип двигателя	Мощность (длительная), кВт	Напряжение, В	Частота вращения, об/мин
П-179-9К	1150	660	220/440
П-153-8К	370	220	750/900
П-172-12К	950	660	400/100
МПЭ-800-800	800	460	800/1200
ДПЗ-99/74-8КМ2	710	—	200/400
МПП-1000-1000 МЗ	800	460	800
ПС-152-5К	320	—	400/1000
П-125-8К	230	—	750/1000

Отсутствие надежных и дешевых источников питания, ограниченный выбор необходимых для буровых установок двигателей, повышение требований к техническому обслуживанию и некоторые другие факторы на определенном этапе затрудняли внедрение электропривода постоянного тока. Поэтому первоначально двигатели постоянного тока использовались в единичных образцах буровых установок, предназначенных для сверхглубокого бурения. На основе накопленного положительного опыта в последующем были созданы буровые комплексы с электроприводом постоянного тока для плавучей (Уралмаш 6000 ПЭМ) и полупогружной (Уралмаш 6000/60 ППЭМ) буровых установок.

В последние годы ведутся опытно-конструкторские разработки и промышленные испытания тиристорного электропривода с питанием от промышленных электросетей. За рубежом электропривод постоянного тока используется преимущественно в дизель-электрических буровых установках.

Основные технические данные двигателей постоянного тока, используемых в отечественных буровых установках, приведены в табл. XVI.3.

В зависимости от способа включения обмотки возбуждения различают двигатели постоянного тока параллельного, последовательного и смешанного возбуждения. На рис. XVI.6 показаны механические характеристики двигателя параллельного возбуждения, наиболее распространенного. Прямая 1 определяет естественную механическую характеристику, которой обладает двигатель при номинальном напряжении питания, полном магнитном потоке и отсутствии внешних сопротивлений в цепи якоря. Прямые 2—5 относятся к искусственным характеристикам, которыми обладает двигатель при увеличении сопротивления цепи якоря (прямая 2), ослаблении магнитного потока (прямая 3), уменьшении напряжения питания (прямая 4) и шунтировании якоря резистором (прямая 5).

Наклон механических характеристик зависит от сопротивления в якорной цепи. Чем меньше это сопротивление, тем жестче

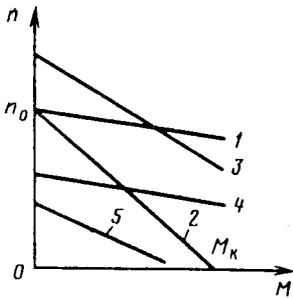


Рис. XVI.6. Механические характеристики двигателя параллельного возбуждения

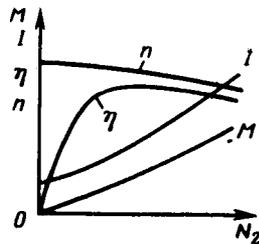


Рис. XVI.7. Рабочие характеристики двигателя с параллельным возбуждением

механическая характеристика. Внутреннее сопротивление цепи якоря обычно невелико, поэтому естественная характеристика (прямая 1) двигателя является жесткой. При увеличении сопротивления цепи якоря характеристика становится менее жесткой (прямая 2). Поскольку частота вращения n_0 идеального холостого хода не зависит от сопротивления якорной цепи, механические характеристики для различных сопротивлений цепи якоря пересекают ось ординат в одной точке.

Момент M_k называется начальным пусковым моментом и определяется величиной тока якоря при неподвижном якоре (пусковым током). При включении в цепь обмотки возбуждения добавочного резистора магнитный поток ослабляется, возрастает n_0 , уменьшается M_k , а перепад частоты вращения увеличивается, вследствие чего механическая характеристика двигателя по сравнению с естественной становится менее жесткой (прямая 3). Изменение напряжения, подводимого к якору, приводит к пропорциональному изменению частоты вращения холостого хода. При этом жесткость механической характеристики не изменяется. Механическая характеристика (прямая 5) при шунтировании якоря резистором оказывается более жесткой, чем характеристика, выраженная прямой 2.

На рис. XVI.7 показаны рабочие характеристики двигателя с параллельным возбуждением. Частота вращения с ростом нагрузки, а следовательно, и силы тока, немного падает. Полезный момент на валу вследствие уменьшения частоты вращения возрастает несколько быстрее полезной мощности:

$$M = 30N_2/\pi n \approx N_2/0,1n.$$

К. п. д. двигателя повышается с увеличением полезной нагрузки. При больших нагрузках рост к. п. д. замедляется вследствие возрастающих потерь в обмотке якоря, пропорциональных квадрату силы тока.

Характерная особенность двигателя с последовательным возбуждением — резкое падение частоты вращения при увеличении

нагрузки. Рабочие характеристики двигателей со смешанным возбуждением являются промежуточными между характеристиками двигателей параллельного и последовательного возбуждения.

Торможение двигателей постоянного тока может быть механическим и электрическим. Предпочтительнее электрическое торможение, обеспечивающее при помощи механических тормозов остановку двигателя в конце торможения и фиксацию механизма в неподвижном состоянии.

§ 3. СИЛОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ И АГРЕГАТЫ

Силовые передачи представляют собой устройства, предназначенные для передачи мощности от двигателей лебедке, насосам, ротору и другим потребителям энергии буровой установки. Силовые передачи основного привода выполняют следующие функции:

- регулирование момента и частоты вращения в соответствии с изменением эксплуатационных нагрузок, действующих на буровую лебедку и ротор;

- регулирование числа ходов поршней бурового насоса в зависимости от необходимой подачи и давления;

- суммирование мощности двигателей при групповом и много-моторном приводе;

- распределение мощности между лебедкой, насосами и ротором в буровых установках с групповым приводом;

- плавное включение и защиту двигателей от чрезмерных перегрузок;

- реверсирование лебедки и ротора, приводимых от тепловых двигателей.

В приводе буровых установок используются механические, гидравлические, электрические и пневматические передачи, различающиеся по способу преобразования передаваемого вращающего момента. Как правило, гидравлические и электрические передачи используются в сочетании с механическими, образуя гидромеханические и электрические передачи.

Механические передачи наиболее просты и надежны в эксплуатации, отличаются ступенчатым изменением частоты вращения и сравнительно высоким к. п. д., не зависящим от передаточных чисел. В приводе буровых установок используются следующие виды механических передач: понизительные зубчатые редукторы, суммирующие и раздаточные цепные редукторы, клиноременные и карданные передачи, цепные и зубчатые коробки перемены передачи, шинно-пневматические муфты и другие устройства, выбираемые в зависимости от используемых двигателей, назначения и компоновки привода.

На рис. XVI.8 показана кинематическая схема смешанного дизельного привода с механическими передачами, принятая в буровых установках Уралшам ЗД-76. В блок *a* входят три дизеля (I, II, III), предназначенные для привода буровой лебедки и

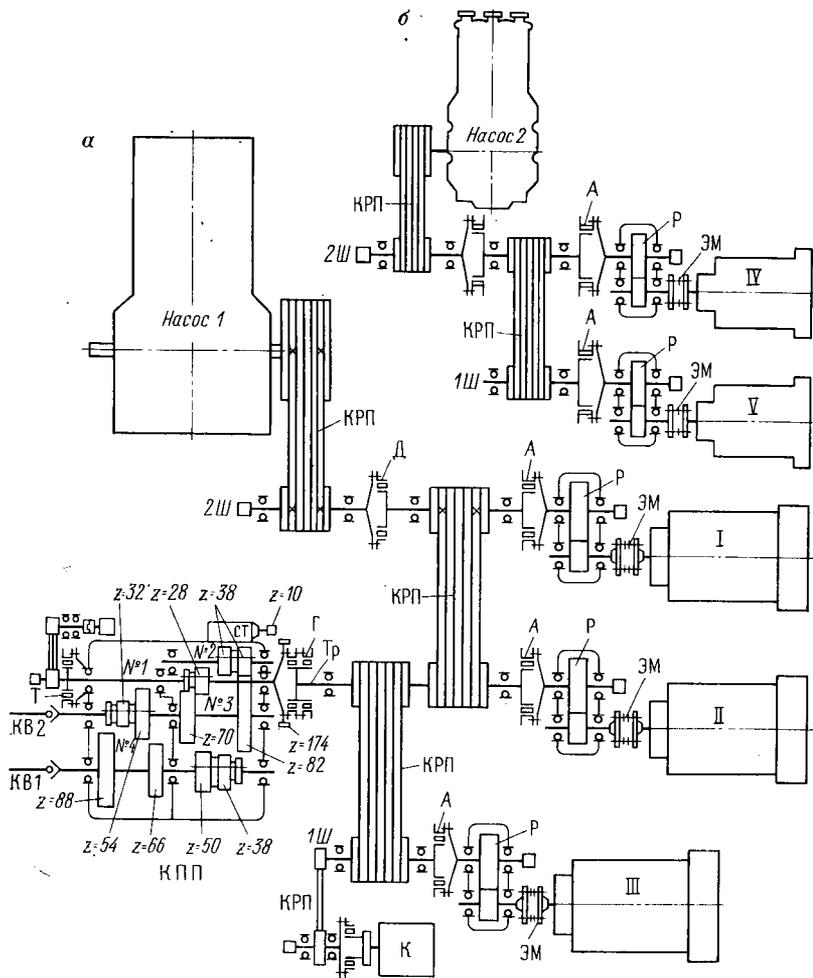


Рис. XVI.8. Кинематическая схема смешанного дизельного привода с механическими передачами

одного насоса. Блок б служит для привода второго насоса от двух дизелей (IV и V). Мощность дизелей передается лебедке и насосам посредством эластичных муфт ЭМ, понизительных редукторов P, шинно-пневматических муфт А, клиноременных передач КРП и зубчатой коробки перемены передач КПП.

Трехдизельный блок а позволяет раздельно и одновременно передавать мощность КПП буровой лебедке и насосу I. При этом могут быть использованы один из дизелей, любая пара дизелей и все три дизеля I, II, III. Двухдизельный блок б позволяет обеспечить привод насоса 2 от каждого дизеля в отдельности или одновременно от двух дизелей IV, V. Оба блока содержат

конструктивно одинаковые силовые агрегаты, объединяющие в одном блоке дизель, понизительный редуктор и клиноременную трансмиссию. По числу клиноременных шкивов различают одношкивный *1Ш* и двухшкивный *2Ш* силовые агрегаты. В блоке *a* указанные агрегаты соединяются с третьим агрегатом *Тр*, называемым силовым агрегатом коробки перемены передач.

В трехдизельном блоке одношкивный силовой агрегат *1Ш* используется для привода компрессора *К*, а в двухшкивном силовом агрегате *2Ш*, используемом для привода насоса *1*, трансмиссия имеет два клиноременных шкива диаметром 500 и 630 мм, установленных на отдельных валах и соединяемых между собой шинно-пневматической муфтой *Д*.

Коробка перемены передач *КПП*, предназначенная для лебедки У2-5-5, имеет пять прямых и четыре обратные скорости. От двухшкивного силового агрегата мощность дизелей *I*, *II*, *III* передается приводному валу коробки перемены передач посредством сдвоенной шинно-пневматической муфты *Г*. Через карданные валы *КВ1* и *КВ2* вращение сообщается буровой лебедке. Четыре первые скорости включаются с помощью блок-шестерен 32/54 и 50/38 и передаются лебедке через карданный вал *КВ1*. Пятая независимая «быстрая» скорость, включаемая с поста бурильщика, передается лебедке от вала *КВ2*. Для прямого и обратного хода используется блок-шестерня 28/28. Ниже указаны соединения зубчатых колес и шестерен в зависимости от передаваемых скоростей.

Скорость	I	II	III	IV	V	Реверс
Соединение						
зубчатых						
колес и шестерен	28/38	28/38	28/38	28/38	28/38	28/70
	38/82	38/82	38/82	38/82	38/82	32/88
	32/88	54/66	70/50	82/38	—	—

Тормоз *T* предназначен для остановки валов при отключении коробки перемены передач. Электростартер *СТ* и зубчатая передача 174/10 служат для проворачивания валов с целью совмещения зубьев включаемых шестерен.

Одношкивный силовой агрегат (рис. XVI.9) состоит из рамы *1*, на которой установлены дизель *2*, понизительный редуктор *4* и стойки *7* клиноременной трансмиссии *6*. Вал дизеля соединяется с приводным валом редуктора эластичной муфтой *3*. Ведомый вал редуктора соединяется с трансмиссионным валом шинно-пневматической муфтой *5*, наполняемой сжатым воздухом через вертлюжок *8*.

Двухшкивный силовой агрегат с коробкой перемены передач (рис. XVI.10) отличается тем, что шкивы *6* располагаются на одном сплошном валу, который передает мощность трех дизелей (см. рис. XVI.8). На раме *1* вместе с дизелем *2*, редуктором *4*, стойками *8* размещаются коробка перемены передач *10* и натяжной ролик *7*. Сжатый воздух поступает в шинно-пневматическую муфту *5* через вертлюжок *3*, установленный на торце ведомого

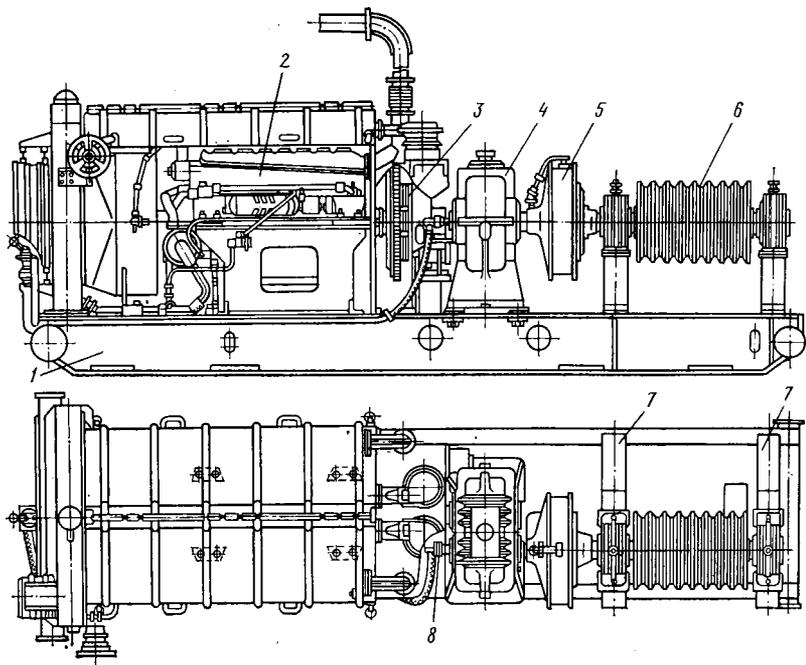


Рис. XVI.9. Одношківний силовий агрегат

вала редуктора, а в спаренную шинно-пневматическую муфту 9 — с торца приводного вала коробки перемены передач через вертлюжок 11.

Понижительный редуктор служит для снижения частоты вращения, передаваемой дизелем, до пределов, допускаемых клиноременной передачей. Передаточное число редуктора 1,53, модуль прямозубого зацепления равен шести. Приводной вал-шестерня 5 (рис. XVI.11) и ведомый вал 9 с насаженным колесом 8 устанавливаются на подшипниках 11 в расточки оребренного чугунового корпуса 3 и крышки 2, соединяемых болтами. Стыкуемые поверхности корпуса и крышки уплотняются картонной прокладкой. Поверхности зубьев шестерни и колеса после цементации подвергаются закалке и шлифовке. Валы редуктора имеют конические хвостовики с резьбой для посадки и крепления полумуфт.

Ведомый вал 9 снабжен отверстием для подвода воздуха к шинно-пневматической муфте. Уровень масла в редукторе контролируется маслоуказателем 1. Для предупреждения утечек масла через выводные концы валов во фланцах 7 установлены севанитовые уплотнения 6, поджимаемые крышками 10. В корпусе редуктора располагается змеевик 4 для охлаждения масла холодной водой. В зимних условиях используется для подогрева масла горячей водой либо паром. Редуктор крепится к раме

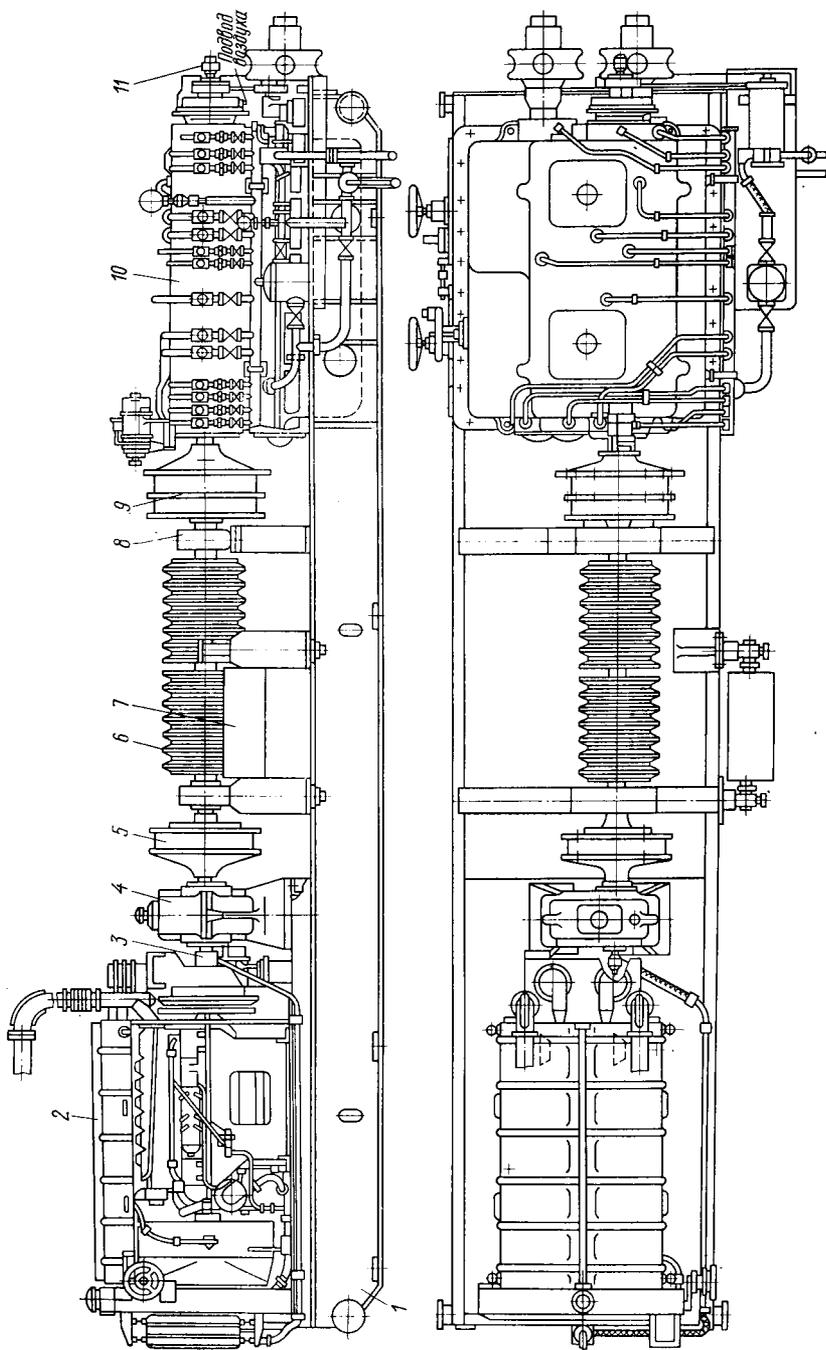


Рис. XVI.10. Двухцилиндрный силовой агрегат

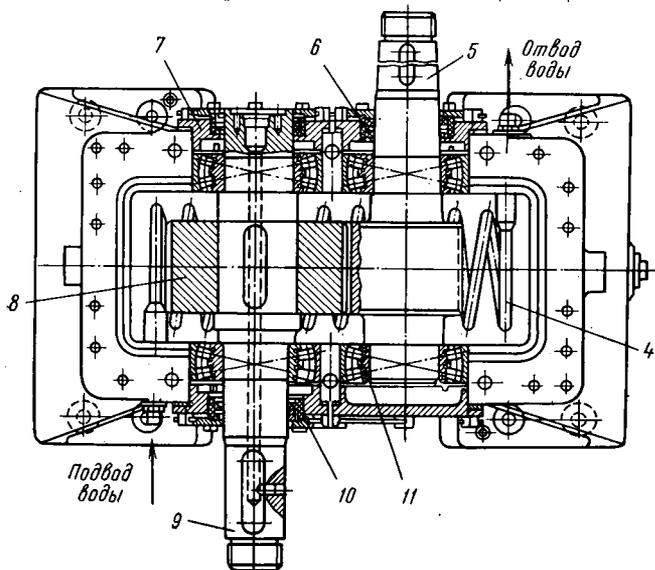
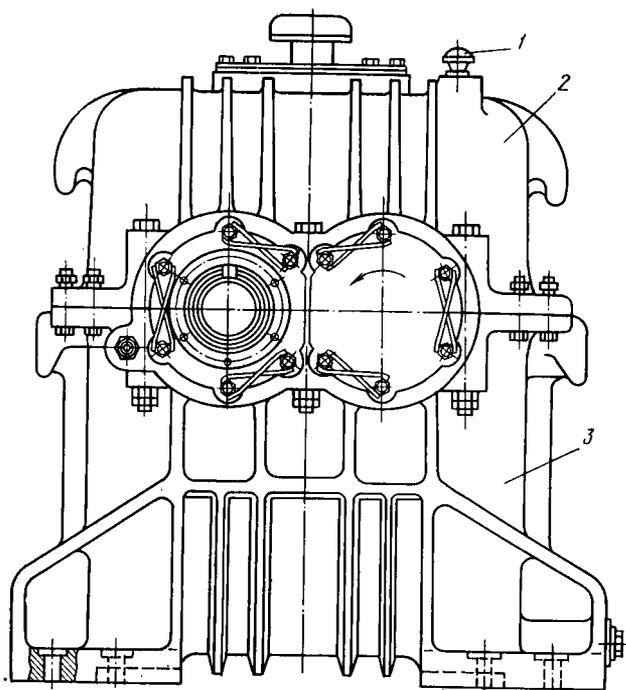


Рис. XVI.11. Понижительный редуктор

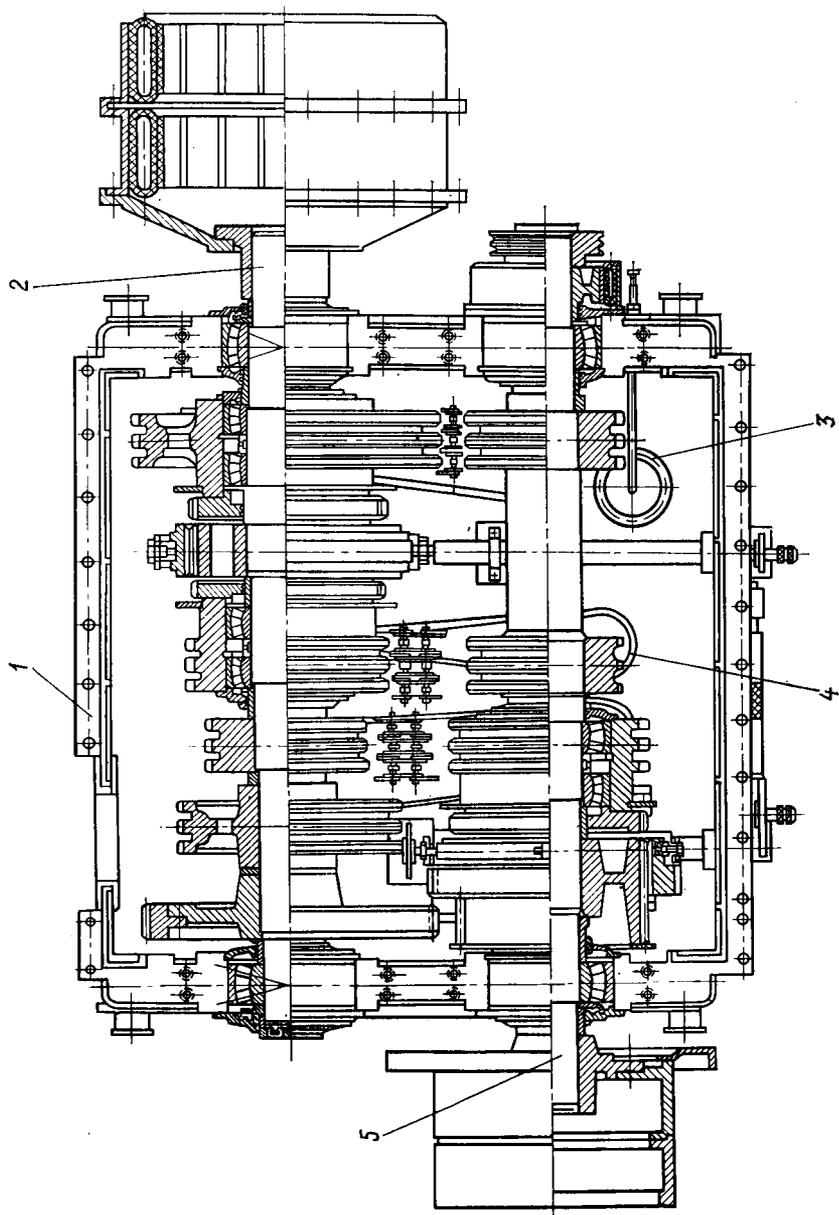


Рис. XVI.12. Цепная коробка перемены передач

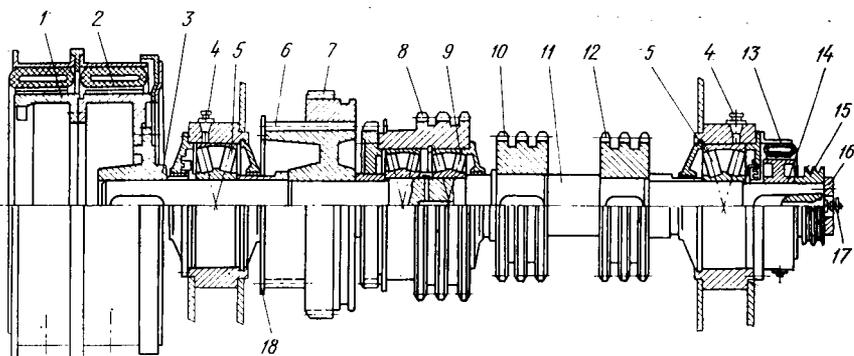


Рис. XVI.13. Ведущий вал коробки перемены передач

силового агрегата восемь болтами и после центровки фиксируются коническими штифтами.

Одно- и двухшквинные силовые агрегаты используются в буровой установке БУ3000БД. В отличие от Уралмаш ЗД-76 эта установка снабжена двухвальной буровой лебедкой У2-2-11, привод которой осуществляется от трехдизельного блока и цепной коробки перемены передач, имеющей три прямые и одну обратную скорости. Лебедка У2-2-11 снабжена двумя собственными передачами, и вследствие этого удваивается число скоростей, сообщаемых лебедке посредством коробки перемены передач. Прямые скорости передаются втулочно-роликовыми цепями. Для реверса используется зубчатая передача.

Во всех последующих моделях буровых установок в приводе лебедки преимущественно используются цепные коробки передач, одна из которых показана на рис. XVI.12. В сварном разъемном корпусе 1 установлены ведомый 2 и ведущий 5 валы. Корпус имеет поддон для масла. В поддоне установлены маслозаборник 3 и змеевик 4, используемый для подогрева или охлаждения масла.

Ведущий вал 11 (рис. XVI.13) смонтирован на сферических роликоподшипниках 5, корпуса которых сварены в боковые стенки коробки передач. На одном конце вала закреплена ступица 3, к которой на болтах крепятся сочлененные диски 1 двоякой шинно-пневматической муфты 2 (2ШПМ 700×200). Наружный диск снабжен двумя приливами с отверстиями для установки аварийных болтов, включающих муфту в случае повреждения пневмосистемы и отсутствия сжатого воздуха.

Зубчатая обойма 7 перемещается вдоль закрепленной на валу втулки 6 и, упираясь в кольцо 18, вступает в зацепление с зубчатым колесом ведомого вала, сообщая ему реверс. При перемещении обоймы 7 вправо включается цепная звездочка 8, свободно вращающаяся на роликовых подшипниках 9 и служащая для передачи третьей скорости. Для второй и первой скоростей

используются звездочки 10 и 12, закрепленные на валу шпонками. На другом конце вала на прессовой посадке установлен шкив 14 шинно-пневматической муфты 13, используемый для быстрой остановки валов в случае переключения скоростей коробки передач зубчатыми муфтами. Для этого обод муфты неподвижно крепится к корпусу опорного подшипника.

Шкив 15, предназначенный для передачи вращения масляному насосу, предохраняется от осевого смещения шайбой 16. Подшипники цепной звездочки 8 смазываются через осевое и радиальное отверстия в вале посредством тавотницы 17. Для смазки опорных подшипников используется тавотница 4. Для удержания смазки подшипники закрываются крышками с лабиринтным уплотнением.

Ведомый вал 8 (рис. XVI.14) устанавливается в корпусе коробки передач подобно ведущему валу. Сдвоенная шинно-пневматическая муфта 18 (2ШПМ 700×200) со ступицей 16, планшайбой 14 и аварийным болтом 24 предназначена для включения «тихой» скорости. Воздух подводится в муфту через вертлюжок 27, отверстия в валу, штуцер 15, воздухопроводы 17, 19 и угольники 20. Между опорными подшипниками 2 с тавотницами 3 на прессовых посадках установлены: ступица 5 прямоугольного колеса 4 передачи реверса, трехрядная звездочка 6 для передачи подъемному валу лебедки «быстрой» скорости, звездочка 7 для передачи третьей скорости.

Цепные звездочки 9 и 13 установлены на сферических подшипниках и предназначены для передачи II и I скоростей. Между звездочками на прессовой посадке посажена зубчатая втулка 11 с подвижной обоймой 12, соединяющей вал со звездочками 9 и 13 посредством зубчатых обоев 10. Осевое передвижение обоймы 12 ограничивается кольцами 25 и 26, установленными на звездочках 9 и 13. Подшипники звездочки 9 смазываются посредством тавотницы 1. Для смазки подшипников звездочки 13 используется тавотница 21 на планшайбе 14, ввернутая в штуцер 23 и закрепленная скобкой 22. Подшипники на валу фиксируются упорными втулками.

Скорости коробки перемены передач переключаются с помощью двух рукояток, размещенных с наружной стороны корпуса коробки передач. Для предотвращения одновременного включения двух скоростей механизм переключения снабжен блокировочным устройством, допускающим поворот одной из двух рукояток в том случае, если вторая рукоятка находится в нейтральном положении. Фиксатор исключает возможность произвольного отключения скорости.

В буровых установках с электрическим приводом число механических передач сокращается и благодаря этому привод становится более простым и компактным. Это видно на примере электропривода буровой лебедки У2-2-11 (рис. XVI.15) в установках Уралмаш 3000БЭ. Мощность двух асинхронных электродвигателей 3 через шинно-пневматические муфты 2 и цепные пере-

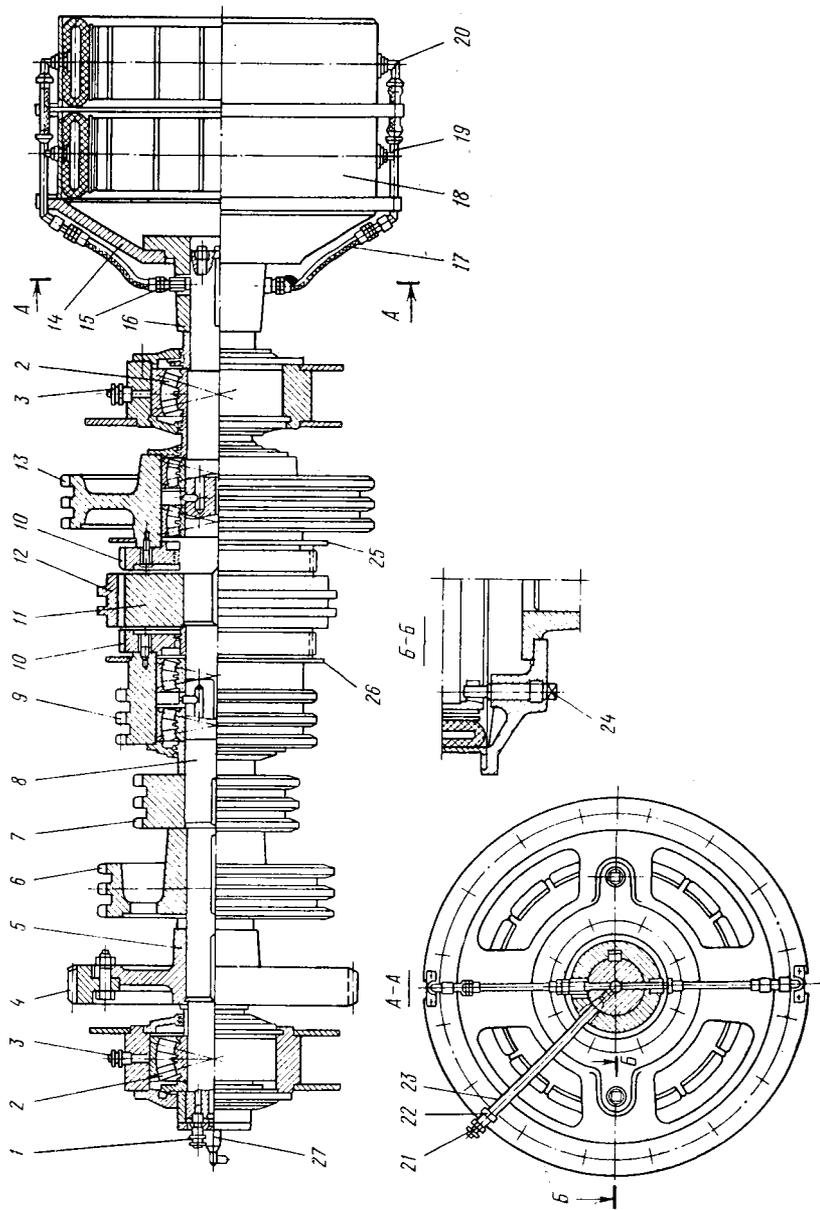


Рис. XVI.14. Ведомый вал коробки перемены передач

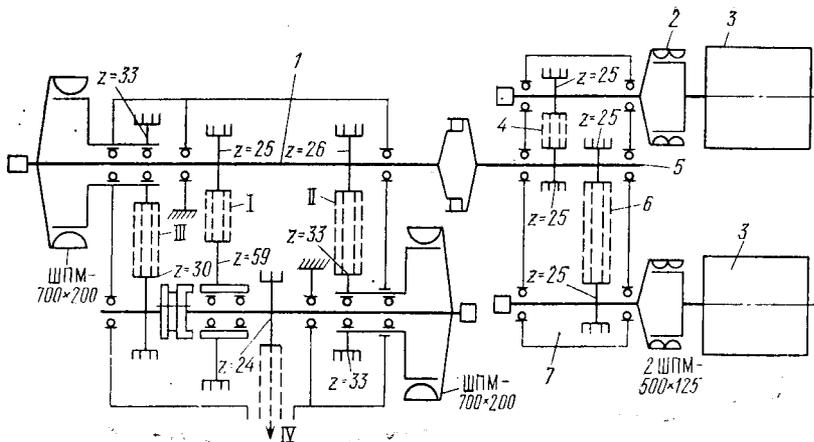


Рис. XVI.15. Кинематическая схема электропривода лебедки

дачи 4, 6 суммируется на валу 5 спаривающего редуктора 7 и далее передается быстроходному валу 1 цепной коробки перемены передач.

Реверс осуществляется электродвигателями, и это позволяет исключить зубчатую пару для обратного хода.

В результате сокращения числа механических передач к. п. д. привода подъемного механизма, по данным Уралмашзавода, возрастает с 0,64 в дизельных буровых установках до 0,83 в электрических. Соответственно к. п. д. индивидуального привода бурового насоса составляет 0,79 и 0,92.

К числу основных недостатков механических передач относятся ступенчатое изменение частоты вращения. Согласно равенству мощностей двигателя и исполнительного механизма $M_{дв}n_{дв}\eta = Mn$, изменение рабочих нагрузок и моментов M на заданной передаче $n = n_{дв}/i = \text{const}$ вызывает соответствующее изменение вращающего момента двигателя $M_{дв}$, что неблагоприятно сказывается на его экономичности и долговечности. Правильный выбор передачи в соответствии с рабочей нагрузкой зависит от квалификации бурильщика и поэтому не всегда отвечает наиболее выгодным режимам работы двигателя. Для переключения передач задалживается дополнительное время, что приводит к увеличению продолжительности выполняемых технологических операций.

В гидромеханических передачах механические передачи сочетаются с гидродинамическими. В приводе буровых установок преимущественно используют гидротрансформаторы. Гидродинамические муфты применяют реже, так как они требуют более сложной системы управления для глубокого и продолжительного регулирования передаваемого вращающего момента. Из числа известных гидротрансформаторов в приводе буровых установок

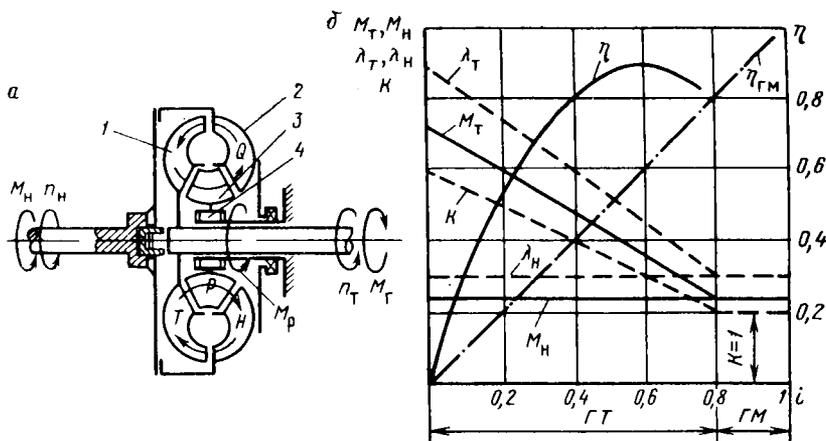


Рис. XVI.16. Конструктивная схема *a* и характеристика комплексного гидротрансформатора *б*

используются преимущественно комплексные, обладающие наиболее приемлемыми для условий бурения свойствами.

Гидротрансформаторы конструктивно отличаются от гидромуфт тем, что в их рабочей полости (рис. XVI.16), кроме турбинного 1 и насосного 2 колес, устанавливается неподвижный лопаточный аппарат 3, называемый реактором. Преобразование момента в гидротрансформаторе происходит в результате воздействия лопаток реактора на скорость и направление потока жидкости, поступающей из насосного колеса на турбину. Вследствие значительных гидравлических потерь в реакторе максимальное значение к. п. д. наиболее совершенных гидротрансформаторов не превышает 0,8—0,92, тогда как у гидромуфт он составляет 0,94—0,98.

Преобразующие свойства гидротрансформатора и высокий к. п. д. гидромуфты в определенной степени совмещаются в комплексном гидротрансформаторе, конструктивное отличие которого состоит в том, что реактор соединяется с корпусом через муфту свободного хода МСХ 4. При больших нагрузках, когда момент на турбине M_T больше момента насосного колеса M_H , на реакторе возникает момент M_P , заклинивающий МСХ и удерживающий реактор в неподвижном состоянии.

При уменьшении нагрузки, когда момент на турбине оказывается равным или меньше момента насосного колеса, МСХ расклинивается и реактор вращается в сторону насосного колеса, не влияя на поток рабочей жидкости. Таким образом, комплексный гидротрансформатор способен работать в режимах гидротрансформатора и гидромуфты. В любом случае алгебраическая сумма моментов, приложенных к гидротрансформатору, равна нулю:

$$M_H + M_P - M_T = 0.$$

Из рассмотренного условия следует, что момент на валу турбины M_T , расходуемый на преодоление внешней нагрузки, равен по абсолютной величине сумме моментов, затраченных на закручивание потока рабочей жидкости:

$$M_T = M_H + M_P. \quad (\text{XVI.1})$$

Основные параметры гидротрансформатора:
коэффициент трансформации момента вращения

$$K = M_T/M_H = 1 + M_P/M_H; \quad (\text{XVI.2})$$

коэффициент полезного действия

$$\eta = M_T n_T / M_H n_H = K i, \quad (\text{XVI.3})$$

где $i = n_T/n_H$ — передаточное отношение гидротрансформатора.

Внешняя характеристика комплексного гидротрансформатора, показанная на рис. XVI.16, б сплошными линиями, представляет собой графически выраженную зависимость к. п. д. и вращающих моментов насосного и турбинного колес от передаточного отношения при постоянной частоте вращения насосного колеса. Как видно, внешняя характеристика комплексных гидротрансформаторов разделена на зоны $ГТ$ и $ГМ$, определяющие работу соответственно в режимах гидротрансформатора и гидромукты.

Вращающие моменты рабочих колес гидротрансформатора определяются по известным формулам:

$$M_T = \rho \lambda_T n_H^2 D^5; \quad M_H = \rho \lambda_H n_H^2 D^5; \quad M_P = \rho \lambda_P n_H^2 D^5, \quad (\text{XVI.4})$$

где ρ — плотность рабочей жидкости; λ_T , λ_H и λ_P — безразмерные коэффициенты момента турбины, насоса и реактора; n_H — частота вращения насосного колеса; D — максимальный (активный) диаметр рабочей полости колес гидротрансформатора.

Для лопастных колес с геометрически подобными проточными элементами коэффициент момента λ — величина постоянная при кинематическом подобии потоков, т. е. при $i = \text{const}$. На основании указанного для удобства выполнения расчетов, связанных с моделированием гидротрансформаторов, их опытные характеристики представляются в виде зависимостей коэффициентов момента насосного и турбинного колес от передаточного отношения

$$\lambda_H = M_H / \rho n_H^2 D^5; \quad \lambda_T = M_T / \rho n_H^2 D^5; \quad K = M_T / M_H = \lambda_T / \lambda_H = f(i).$$

Рассматриваемые безразмерные зависимости на рис. XVI.16, б показаны пунктирными линиями. От внешних характеристик они отличаются масштабом построения и не зависят от абсолютных значений ρ , n и D .

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора изменяется по закону, близкому к квадратичной параболе. Для сравнения на рис. XVI.16, б штрихпунктирной линией показано изменение к. п. д. гидромукты, величина которого, как известно, равна передаточному отношению. В рабочей зоне $ГТ$, где гидро-

трансформатор преобразует величину момента ($K > 1$), к. п. д. выше, чем у гидромуфты. На границе зон ГТ и ГМ реактор отключается и гидротрансформатор переходит на режим работы гидромуфты. При этом моменты на насосном и турбинном колесах выравниваются ($K = 1$), а к. п. д. при дальнейшем увеличении частоты вращения турбины возрастает прямо пропорционально передаточному отношению.

Важным параметром гидротрансформатора является коэффициент прозрачности, указывающий на характер изменения момента насосного колеса от частоты вращения турбины:

$$P = M_{H(i=0)} / M_{H(i=1)} = \lambda_{H(i=0)} / \lambda_{H(i=1)}, \quad (\text{XVI.5})$$

где $M_{H(i=0)}$ и $\lambda_{H(i=0)}$ — момент и коэффициент момента насосного колеса при максимальной нагрузке на турбине ($i=0$ — турбина застопорена); $M_{H(i=1)}$ и $\lambda_{H(i=1)}$ — момент и коэффициент момента насосного колеса при коэффициенте трансформации, равном единице (для комплексных гидротрансформаторов — режим гидромуфты).

Гидротрансформаторы, у которых $P > 1$, обладают прямой прозрачностью. В этом случае уменьшение частоты вращения турбины, вызванное увеличением внешней нагрузки, сопровождается ростом момента насосного колеса гидротрансформатора. Если $P = 1$, то гидротрансформатор непрозрачен, т. е. насос не реагирует на изменение нагрузки на турбине. При $P < 1$ гидротрансформатор обладает обратной прозрачностью — увеличением нагрузки на турбинное колесо частота его вращения и момент насосного колеса снижаются.

На прозрачность гидротрансформатора решающее влияние оказывают размещение рабочих колес в круге циркуляции и угол наклона лопаток насоса. У прозрачных гидротрансформаторов $\lambda_H = \text{const}$, а у непрозрачных $\lambda_H = \text{const}$ для всех значений i . Зависимости $M_T = f(i)$ и $M_H = f(i)$ на рис. XVI.16, б относятся к непрозрачному гидротрансформатору и свидетельствуют о том, что с увеличением вращающего момента турбины частота ее вращения снижается при неизменном моменте насосного колеса. На практике это проявляется в том, что с увеличением внешней нагрузки, действующей на ведомый вал гидротрансформатора, частота вращения его снижается. Так как момент и частота вращения насосного колеса остаются неизменными, режим работы двигателя при этом также не изменяется.

Комплексные гидротрансформаторы придают дизельному приводу ряд новых свойств и возможностей. На рис. XVI.17 показана внешняя характеристика дизель-гидравлического агрегата САТ-450, состоящего из дизеля В2-450 и гидротрансформатора ТТК1. Представленные на рисунке экспериментальные зависимости показывают, что в дизель-гидравлическом агрегате частота вращения выходного (турбинного) вала n_T изменяется от нуля в тормозном режиме до максимума в режиме холостого хода при практически неизменной частоте вращения дизеля n_D .

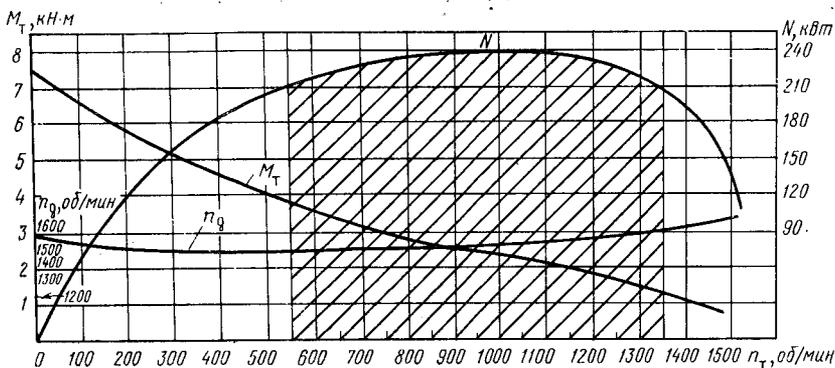


Рис. XVI.17. Внешняя характеристика силового агрегата САТ-450

Вращающий момент выходного вала M_T плавно снижается от максимума в тормозном режиме до минимума в режиме холостого хода. Коэффициент трансформации момента $K=6$ и уменьшается до $K=3,2 \div 4$ при к. п. д. гидротрансформатора, равном 0,7. Бесступенчатое изменение момента и частоты вращения позволяет полнее использовать мощность дизеля в приводе буровой лебедки и обеспечить автоматическое изменение скорости подъема в зависимости от нагрузки на крюке. Однако вследствие ограниченности коэффициента трансформации в зоне практически приемлемых значений к. п. д. гидротрансформатора в приводе буровых лебедок самостоятельно не используются и дополняются механической коробкой перемены передач.

В связи с этим расширяется диапазон экономического регулирования момента до пределов, охватывающих весь практически возможный диапазон изменения действующих на буровую лебедку нагрузок при спуско-подъемных, ловильных и других работах. Такие передачи обеспечивают непрерывно-ступенчатую тяговую характеристику лебедки. Одновременно коробка перемены передач используется для реверсирования дизель-гидравлического агрегата, так как собственно гидротрансформатор неререверсируемый.

В приводе буровых насосов гидравлические передачи обеспечивают автоматическое изменение давления и подачи при изменении гидравлических сопротивлений в системе циркуляции промывочного раствора. Способность гидротрансформатора развивать большие вращающие моменты при малой частоте вращения турбинного колеса создает условия для пуска насосов под нагрузкой, т. е. без применения пусковых задвижек. В приводе ротора гидромеханическая силовая передача по сравнению с механической передачей обеспечивает более благоприятный режим бурения и снижение аварий с бурильными трубами,

Анализируя работу гидротрансформаторов и их характеристики, можно отметить ряд других положительных качеств, благодаря которым гидротрансформаторы широко используются в силовых передачах буровых установок. Из характеристики непрозрачного гидротрансформатора (см. рис. XVI.16, б), следует, что даже при заклинивании турбинного вала ($i=0$) момент M_n на насосном валу, нагружающий двигатель, остается неизменным. В связи с этим при правильном подборе гидротрансформатора устраняется возможность перегрузки и остановки дизеля, что способствует повышению срока его службы.

Гидромеханические передачи позволяют упростить управление буровой лебедкой. Так, после подъема незагруженного элеватора нет необходимости переключения лебедки с высшей на низшую передачу для последующего приподъема колонны труб с целью освобождения элеватора или клиньев. Это видно из рассмотрения равенства мощностей на насосном и турбинном колесах гидротрансформатора:

$$M_T n_T = M_n n_n \eta.$$

Учитывая, что $M_n = \rho \lambda_n D^5 n_n^2$, рассматриваемое равенство можно представить в виде:

$$M_T n_T = \rho \lambda_n D^5 n_n^3 \eta.$$

Подставляя вместо частоты вращения насоса n_n равное ему значение частоты вращения двигателя n_d , получаем

$$M_T = \rho \lambda_n D^5 \frac{n_d^3}{n_T} \eta, \quad (\text{XVI.6})$$

$$n_T = \rho \lambda_n D^5 \frac{n_d^3}{M_T} \eta. \quad (\text{XVI.7})$$

Формула (XVI.6) показывает, что путем сравнительно небольшого изменения частоты вращения двигателя можно обеспечить необходимое для приподъема колонны увеличение момента M_T при неизменной частоте вращения n_T выходного вала гидротрансформатора. Из формулы (XVI.7) следует, что при постоянном моменте частота вращения n_T выходного вала пропорциональна кубу частоты вращения двигателя. Поэтому регулировкой частоты вращения двигателя можно изменять скорость крюка в широком диапазоне, поднимая бурильную колонну при прихватах и затяжках и удерживая ее в подвешенном состоянии.

Рассматриваемые режимы работы ограничиваются определенным диапазоном нагрузок, не вызывающим перегрева гидротрансформаторов. Рабочая жидкость между насосным и турбинным колесами гидротрансформатора поглощает крутильные колебания двигателя, способствуя снижению уровня шума и вибраций. Благодаря гидротрансформатору улучшается синхронизация параллельно работающих дизелей, что позволяет полнее использовать их суммарную мощность,

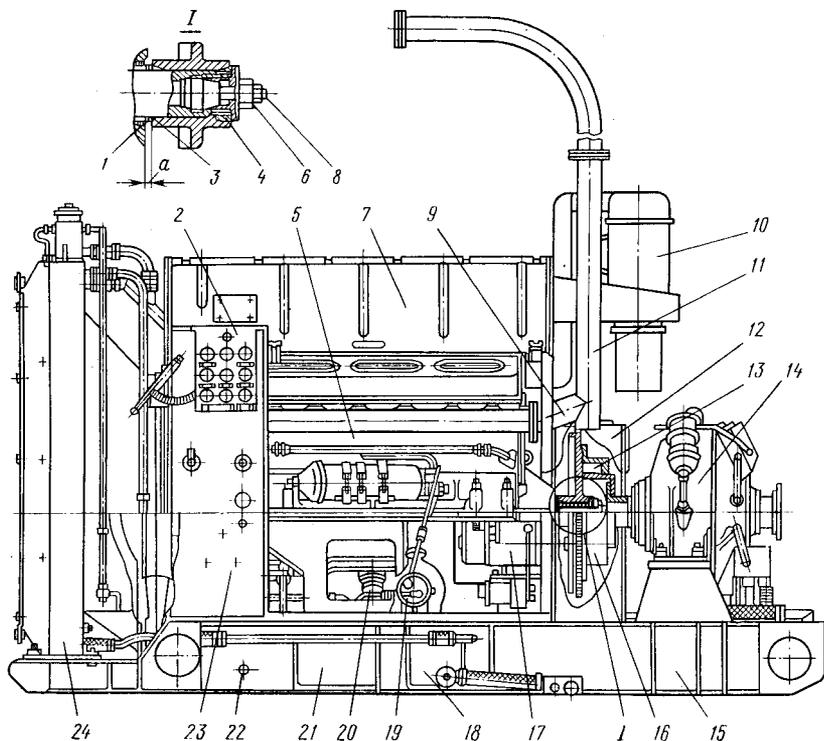


Рис. XVI.18. Конструктивная схема дизель-гидравлического агрегата САТ-450: 1 — простановочная шайба; 2 — щиток контрольно-измерительных приборов; 3, 4 — конические кольца; 5 — двигатель В2-450АВ-С3; 6 — пробка; 7 — капот; 8 — гайка; 9 — маховик; 10 — воздухоочиститель; 11 — труба выхлопная; 12 — кожух соединительной муфты; 13 — палец резиновый; 14 — турботрансформатор; 15 — рама; 16 — муфта соединительная; 17 — стартер; 18, 21 — крышки; 19 — маслозакачивающий насос; 20 — горловина; 22 — наконечник; 23 — кожух; 24 — радиатор; *a* — регулируемый зазор

Однако гидромеханические передачи по сравнению с механическими обладают значительно меньшим к. п. д. вследствие потерь мощности в гидротрансформаторе. Даже в режимах высоких значений к. п. д. эти потери составляют 20—25 %, что существенно ухудшает экономичность привода буровой установки по расходу топлива. Нагрев, обусловленный потерями мощности в гидротрансформаторе, требует установки радиаторов для рабочей жидкости, что усложняет конструкцию и эксплуатацию гидромеханических передач.

В приводе буровых установок гидротрансформаторы преимущественно используются в сочетании с дизелем. Дизель и гидротрансформатор объединяются в один блок, называемый дизель-гидравлическим агрегатом. В сочетании с электродвигателем гидротрансформаторы в отечественных буровых установках не используются.

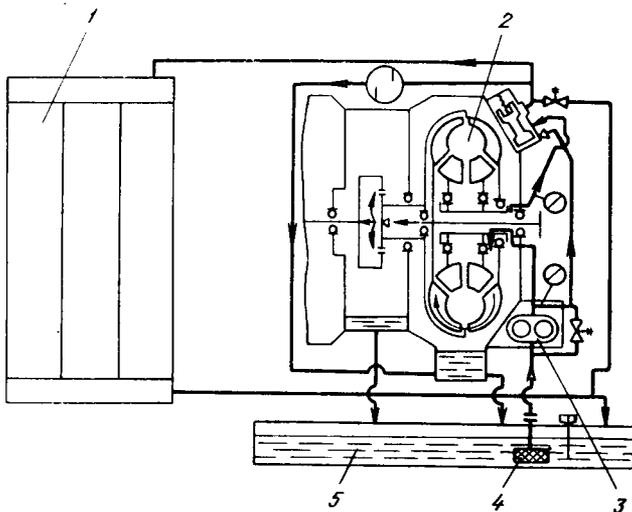


Рис. XVI.19. Система циркуляции рабочей жидкости

На рис. XVI.18 показана конструктивная схема дизель-гидравлического агрегата САТ-450. Дизель 5 и гидротрансформатор 14, соединенные упругой муфтой 16, монтируют на жесткой раме 15. На валу турбинного колеса гидротрансформатора устанавливают шкив шинно-пневматической муфты. В состав дизель-гидравлического агрегата входят радиатор 24, масляная система 19, воздушные фильтры 10, вентилятор, стартер 17, электрооборудование, выхлопные трубы 11. Радиатор состоит из нескольких отдельных секций, предназначенных для охлаждения воды, масла и рабочей жидкости.

Вентилятор с четырьмя алюминиевыми лопастями приводится от коленчатого вала дизеля клиновыми ремнями. Электрооборудование обеспечивает автоматическую прокачку масла перед пуском дизеля, управление стартером, синхронизацию частоты вращения одновременно работающих дизелей, сигнализацию при перегреве воды и масла. В раму встроены баки для рабочей жидкости гидротрансформатора и масла, используемого для смазки дизеля.

Система циркуляции рабочей жидкости гидротрансформатора показана на рис. XVI.19. Из бака 5 рабочая жидкость через фильтр грубой очистки 4 подается насосом 3 в гидротрансформатор 2, откуда она поступает в трехсекционный радиатор 1 и после охлаждения сливается в бак 5. На кожухе дизеля установлен щиток для контрольно-измерительных приборов, рычагов и кнопок управления.

Кинематические схемы дизельного группового привода с гидромеханическими передачами можно рассмотреть на примерах буровой установки БУ 5000ДГУ (см. рис. 19 П приложения). Мощность каждого из четырех дизелей 6 через эластичные муфты М

Т а б л и ц а X V I . 4 . Т е х н и ч е с к а я х а р а к т е р и с т и к а д и з е л ь - г и д р а в л и ч е с к и х а г р е г а т о в

Параметры	САТ-4М	САТ-450	СА-6	Са-10	АДГ-1000
Максимальная выходная мощность, кВт	235	250	265	353	625
Эксплуатационный диапазон частоты вращения выходного вала, об/мин	550—1350	550—1350	550—1300	800—1000	600—800
Максимальный крутящий момент в пределах эксплуатационного диапазона, кН·м	3,8	4	4	5	8
Коэффициент полезного действия		0,85—0,74	0,85—0,74	0,85—0,74	0,85—0,73
Габариты, мм:					
длина		3257	3935	4250	5365
ширина		1472	1680	1500	1857
высота		3397	2025	2252	2635
Масса агрегата, кг	3100	4431	5050	8500	13 700
Двигатель	1Д12Б	В2-450	В2-ТК	6ЧН-21/21	6ЧН-26/26
Номинальная мощность, кВт	235	330	330	463	735
Частота вращения вала при номинальной мощности, об/мин	1600	1600	1250	1200	1000
Масса двигателя, кг	1700	1450		4800	8000
Гидротрансформатор	ТТК1	ТТК1	ТТК-669	ТТК-745	ТТК-932
Мощность (входная), кВт	294	294	294	426	—
Коэффициент трансформации	3,3	3,3	3,2—4	3,2—4	3—4
Масса, кг	327	400		750	1080

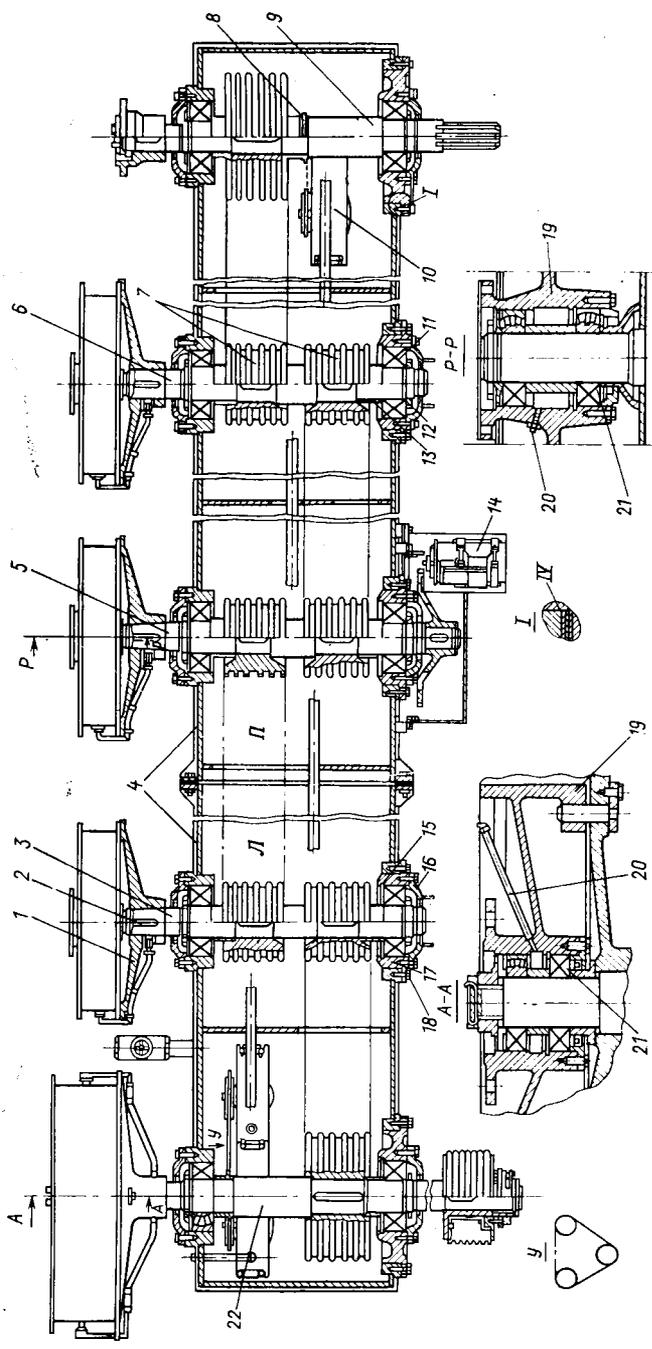


Рис. XVI.20. Цепной редуктор для суммирования мощности дизель-гидравлических агрегатов

Т а б л и ц а XVI.5. Техническая характеристика дизельных и дизель-гидравлических

Параметры	Уралмаш ЗД-76	БУ3000БД	БУ4000ДГУ
Компоновка привода	Смешанная		Групп
Тип дизеля	В2-450АВ-С2	ВА-450-АВ-С2	В2-ТК-С3
Число дизелей	5	5	4
В том числе для привода:			
лебедки и ротора	3	3	4
буровых насосов	5	5	4
Суммарная установочная мощность, кВт	1654	1654	1323
Тип передач	Механическая		
Гидротрансформатор	—	—	ТТК-669
Суммарная мощность дизель-гидравлических агрегатов, кВт	—	—	1058
Тип понизительного редуктора	Цилиндрический	Зубчатый	—
Соединение дизеля с понизительным редуктором и гидротрансформатором			
Соединение понизительного редуктора и гидротрансформатора с трансмиссией	ШПМ		Кардан
Агрегаты для суммирования мощности	Одно- и двухшквенные клиновые передачи		
Коробка перемены передач лебедки и ротора	Зубчатая		
Соединение агрегатов для суммирования мощности с КПП	ШПМ		Карданный редуктор
Соединение агрегатов для суммирования мощности с насосами	ШПМ		Кардан
Втулочно-роликовые цепи:			
суммирующего редуктора	—	—	6Н-38,1
коробки перемены передач	—	4Н-44,45	3Н-50,8
Шинно-пневматические муфты:			
понизительного редуктора и дизель-гидравлического агрегата	МП500	МП500	МП500
коробки перемены передач	МП700	МП700	МП700
буровых насосов	МП500	МП500	МП500
Масса привода, т	39,6	41	44,8

ских приводов буровых установок

БУ5000ДГУ	БУ6500ДГ	БУ75Бр-70	БУ80БрД	БУ2500ДГУ
повая (64Н-21/21)	Смешанная 1А-6Д 49 (64Н-26/36)	1Д-12-Б	Групповая В2-450-АВ-СЗ	В2-450АВ-СЗ
4	4	2	3	3
4	3	2	3	3
4	4	2	3	3
1852	3087	618	1000	1000
	Гидромеханическая			
ТТК-745 1411	ТТК-932 2646	ТТК-1 495	ТТК-1К 800	ТТК-1 800
—	—	—	—	—
Эластичная муфта				
новый вал, ШПМ		ШПМ	Карданный вал, ШПМ	
Цепной редуктор				
Цепная		Зубчатая	Цепная	
вал, цепной тор, ШПМ		ШПМ	ШПМ, карданный вал, цепной редуктор	
новый вал, ШПМ		ШПМ	Карданный вал, ШПМ	
ГОСТ 21834-76	6Н-44,45	6Н-31,75	6Н-31,75	6Н-31,75
ЗН-50,8	6Н-44,45	—	ЗН-44,45	ЗН-44,45
МП500	МП700	2МП500	МП500	МП500
МП700	МП700	2МП500	МП700	МП700
МП500	МП700	2МП500	2МП500	2МП500
57	91,8	—	—	—

передается гидротрансформатором 7, которые посредством карданных валов КВ и шинно-пневматических муфт соединяются с трансмиссионными валами суммирующего редуктора 11. Между трансмиссионными валами установлены цепные передачи, включаемые кулачковыми муфтами. Крайние трансмиссионные валы редуктора посредством механических передач соединяются с буровой лебедкой 2, буровым ротором 1 и насосами 9. Схема привода обеспечивает возможность передачи мощности лебедке и буровым насосам от каждого дизеля в отдельности и при любом сочетании двух, трех и четырех дизелей. Благодаря этому обеспечивается маневрирование мощностью установленных дизелей в зависимости от практических нужд.

Техническая характеристика дизель-гидравлических агрегатов, используемых в приводе буровых установок, приведена в табл. XVI.4.

На рис. XVI.20 показан цепной редуктор установки БУ2500ДГУ, предназначенный для передачи мощности трех дизель-гидравлических агрегатов, соединяемых с валами 3, 5, 6 редуктора. Корпус 4 сварной конструкции состоит из двух плотно соединяемых частей I и II. Редуктор закрывается крышкой, в которой имеются люки для осмотра и технического обслуживания системы смазки и цепных передач. Валы редуктора установлены на двухрядных сферических роликоподшипниках 11. Внутренние обоймы подшипников опираются в промежуточные втулки 13 и затягиваются гайками 12. Такой способ крепления обеспечивает точную осевую фиксацию подшипников и позволяет установить их с небольшим диаметральным натягом без опасности смятия посадочной поверхности вала.

Осевой натяг, создаваемый гайкой, надежно страхует внутреннюю обойму от проворота на валу. Наружные обоймы подшипников устанавливаются в стаканах 17, которые плотно крепятся к корпусу редуктора шпильками 18. Осевая фиксация наружных обойм осуществляется кольцевыми стопорами 15 и крышками 16 с уплотнительными прокладками. В зависимости от толщины уплотнительной прокладки обеспечивается установка наружной обоймы с осевым зазором или натягом. На валах редуктора закреплены шестирядные цепные звездочки 7 с шагом 31,75 мм. Смещение парных звездочек относительно друг друга не превышает 1 мм.

Крайние валы 9 и 22 снабжены цепными звездочками 8 для привода масляных шестеренчатых насосов 10. Из картера редуктора масло, подаваемое шестеренчатыми насосами, по маслопроводам поступает на цепи и подшипники валов. На валу 5 смонтирована шестерня для привода от стартера 14, предназначенного для поворота валов редуктора и коробки передач лебедки на небольшой угол.

В рассматриваемой конструкции цепные звездочки не имеют кулачковых муфт, поэтому упрощаются конструкции и управление

Т а б л и ц а XVI.6. Техническая характеристика электрических приводов буровых установок

Параметры	Уралмаш 4Э-76	БуЗ3000ЭУК	Уралмаш 4000ЭУ	Бу5000ЭУ
Компоновка привода	АКБ-114-6	Смешанная	СДБ099/49-8ХЛ2	Индивидуальная
Тип двигателя:	СДЗБ-13-52-8	АКБ-13-62-8	СДБ099/49-8ХЛ2	СД-3Б-42-8
лебедки	—	СДБ099/49-8ХЛ2	АКЗ-15-41-8Б2	АКБ-15-69-6-6-ХЛ2
насосов	4	От лебедки	3	ПС152-5К
ротора	2	3	1	5
В том числе для привода:	1	1	1	2
лебедки	1	—	—	1
насоса	—	1760	2050	1
ротора	1900	—	—	2640
Суммарная установочная мощность, кВт	—	—	—	—
Тип передач	Механическая	—	Электромеханическая	—
Электромагнитная муфта	—	—	ЭМС-750	—
Тип пониженного редуктора	Зубчатый	—	Цепной	—
Соединение двигателя и ЭМС с трансмиссией	ШПМ	Эластичная муфта	Карданный вал	—
Агрегаты для суммирования мощности	—	—	Цепной редуктор	—
Коробка перемены передач лебедки	Зубчатая	—	Цепная	4Н-44,45
Соединение агрегатов для суммирования мощности с КП	Карданный вал	—	ШПМ	3Н-50,8
Соединение двигателя с насосами	ШПМ, клиноремная передача	—	Клиноремная передача	—
Втулочно-роликковые цепи:	—	4Н-44,45	4Н-44,45	4Н-44,45
суммирующего редуктора	—	—	3Н-50,8	3Н-50,8
коробки перемены передач	2МП500	—	МП-700	—
Шинно-пневматические муфты:	коробки перемены передач	МП700	МП500	МП700
двигателя	МП500	РПДЭ	—	—
коробки перемены передач буровых насосов	А083-8	—	—	—
Аварийный привод лебедки	—	—	—	РПДЭ

Продолжение табл. XVI.6

Параметры	Уралмаш 200Э-IV	БУ75БРЭ-70	БУ80БРЭ-1	БУ2500ЭУ
Компоновка привода	Индивидуальная	Смешанная	Групповая, смешанная	Смешанная
Тип двигателя:	СДБ 099/49-8ХЛ2	АКБ-12-39-6	СДЗБ-13-42-8	СДЗБ-13-42-8
лебедки	СДЗБ-13-42-8	СДЗБ-13-42-8	СДБ0-99/49-8ХЛ2	СДБ0-99/49-8ХЛ2
насосов	ПС152-5К	3	От лебедки	3
ротора	5	1	2	1
В том числе для привода:	2	1	—	1
лебедки	1	—	—	—
насоса	1	—	—	—
ротора	3480	1220	900	1710
Суммарная установочная мощность, кВт	Электромеханическая ЭМС-750	—	Механическая —	Электромеханическая ЭМС-750
Тип передач	Цепной	ШПМ	ШПМ, карданный вал	Цепной
Электромагнитная муфта	Карданный вал	—	—	Эластичная муфта
Тип пониженного редуктора	Цепной редуктор	—	Цепной редуктор	—
Соединение двигателя и ЭМС с трансмиссией	Цепная ШПМ	Зубчатая	ШПМ	—
Агрегаты для суммирования мощности	Цепная ШПМ	—	ШПМ	—
Коробка перемены передач лебедки	Клиноременная передача	—	—	—
Соединение агрегатов для суммирования мощности с КПП	Клиноременная передача	—	ШПМ, цепная передача	ШПМ, клиноременная передача
Соединение двигателей с насосами	6Н-44,45	—	6Н-31,75	—
Втулочно-роликовые цепи	6Н-44,45	—	3Н-44,45	3Н-44,45
суммирующего редуктора	—	МП700	2МП-500	—
коробки перемены передач	—	МП700	МП700	МП700
Шинно-пневматические муфты:	—	МП500	МП500	МП500
двигателя	—	РПДЭ	РПДЭ	АО-81-4
коробки перемены передач	—	—	—	—
буровых насосов	—	—	—	—
Аварийный привод лебедки	—	—	—	—

ние редуктором. Однако независимо от числа работающих двигателей все валы редуктора находятся в постоянном вращении — это недостаток рассматриваемой конструкции. Шкивы 19 шинно-пневматических муфт устанавливаются на двухрядных сферических роликоподшипниках 21, смазываемых с помощью маслянок 20. Планшайбы 1 шинно-пневматических муфт соединяются с валами. Для страховки от провертывания и фиксации планшайбы в определенном положении относительно отверстия вала для подачи воздуха конусное соединение дополняется шпонкой 2.

Гидромеханические передачи улучшают пускорегулировочные характеристики привода. Однако вследствие потерь мощности в гидротрансформаторе к. п. д. привода с гидромеханическими передачами ниже, чем привода с механическими передачами.

В электромеханических передачах механические передачи используются в сочетании с электромагнитными муфтами. Электромеханические передачи используются в буровых установках БУ5000ЭУ, БУ2500ЭУ, имеющих в основном приводе синхронные электродвигатели.

Электромеханические передачи позволяют более эффективно использовать нерегулируемые синхронные и асинхронные двигатели в приводе буровых установок. Благодаря электромагнитным муфтам обеспечиваются плавный пуск и остановка лебедки и насосов без отключения электродвигателей. Электромагнитная муфта и электродвигатель устанавливаются на общей раме и образуют силовой агрегат привода.

Основные сведения о составе и техническая характеристика приводов современных отечественных буровых установок даны в табл. XVI.5 и XVI.6.

Пневматические механизмы буровых установок работают на сжатом воздухе, вырабатываемом компрессором. Пуск, остановка и реверсирование пневматических механизмов осуществляются при помощи воздушных распределителей кранового, клапанного или золотникового типов с ручным и ножным управлением. В цепь питания воздухом включаются редукторы давления, обратные и предохранительные клапаны, фильтры для очистки воздуха от влаги, масла и пыли. Для подвода воздуха используются металлические трубы и резиновые шланги с многослойным кордовым плетением. Неподвижные трубопроводы соединяются при помощи быстросоединяемых муфт, а также обычных угольников и тройников. Соединения имеют надежное уплотнение, исключаящее утечку воздуха.

§ 4. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЕЙ И РАСЧЕТ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Расчетная мощность двигателя определяется по мощности приводимых машин и механизмов с учетом принятых компоновки и схемы передач. В случае индивидуального привода мощность двигателя

$$N_d = N/\eta.$$

(XVI.8)

При групповом приводе мощность двигателя определяется по мощности одновременно приводимых машин и механизмов

$$N_{\text{д}} = (N_1 + N_2 + \dots + N_k) / \eta. \quad (\text{XVI.9})$$

Для многодвигательного привода

$$N_{\text{д}} = N / z\eta \text{ и } N_{\text{д}} = (N_1 + N_2 + \dots + N_k) / z\eta. \quad (\text{XVI.10})$$

Здесь $N_{\text{д}}$ — расчетная мощность двигателя; N — мощность приводимой машины; N_1, N_2, \dots, N_k — мощности одновременно приводимых k машин; η — общий к. п. д., учитывающий потери мощности в передачах; z — число двигателей в многодвигательном приводе.

При последовательном расположении n отдельных передач

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (\text{XVI.11})$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ — к. п. д. отдельных передач, расположенных после соответствующего двигателя.

Если от данного двигателя приводится в движение несколько машин и передачи располагаются параллельно, то общий к. п. д.

$$\eta = \frac{N_1 + N_2 + \dots + N_k}{N_1/\eta_1 + N_2/\eta_2 + \dots + N_k/\eta_k}. \quad (\text{XVI.12})$$

Если несколько двигателей с параллельно расположенными передачами приводят в движение одну машину, то к. п. д. определяется отношением мощности, подведенной к рассматриваемой машине от всех двигателей, к суммарной мощности двигателей

$$\eta = \frac{N_{\text{д1}}\eta_1 + N_{\text{д2}}\eta_2 + \dots + N_{\text{дn}}\eta_n}{N_{\text{д1}} + N_{\text{д2}} + \dots + N_{\text{дn}}}, \quad (\text{XVI.13})$$

где $N_{\text{д1}}, N_{\text{д2}}, \dots, N_{\text{дn}}$ — расчетные мощности двигателей.

При одинаковых по мощности двигателях ($N_{\text{д1}} = N_{\text{д2}} = \dots = N_{\text{дn}}$) формула XVI.13 для расчета общего к. п. д. принимает вид:

$$\eta = (\eta_1 + \eta_2 + \dots + \eta_n) / n \quad (\text{XVI.14})$$

К. п. д. наиболее распространенных элементов кинематической схемы буровых установок приведены в табл. XVI.7. Для облегчения расчетов рекомендуется пользоваться значениями к. п. д., выраженными в виде степени с основанием 0,99:

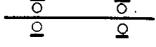
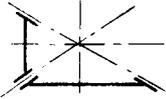
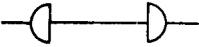
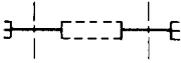
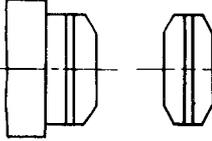
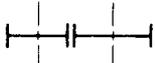
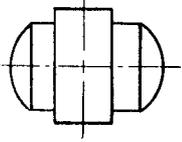
$$\eta = 0,99^a 0,99^b \dots 0,99^c = 0,99^{a+b+\dots+c}.$$

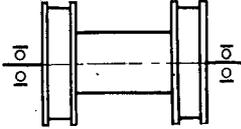
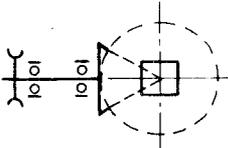
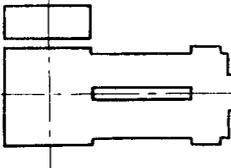
Значения $0,99^m$ для $m = 1 \div 40$ приведены в табл. XVI.8.

В зависимости от величины расчетной мощности и ограничений по массе и габаритам выбирают тепловой либо электрический двигатель, номинальная мощность которого должна быть

равна или близка к расчетной. Выбранный двигатель должен обеспечить разгон приводимого механизма с заданным ускорением и не испытывать длительных перегрузок, вызывающих перегрев

Таблица XVI.7. Коэффициенты полезного действия элементов кинематической цепи

ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ	К.п.д.		ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ	К.п.д.	
	η	$0,99^a$		η	$0,99^a$
 Вал на подшипниках качения	0,99	0,99	 Зацепление эвольвентное коническое Зацепление М.Л. Новикова коническое	0,97 0,98	$0,99^3$ $0,99^2$
 Вал карданный	0,99	0,99	 Передача клиноременная	0,94	$0,99^6$
 Передача втулочно-роликовой цепью	0,97	$0,99^3$	 Гидротрансформатор (Более точные значения к.п.д. следует определять по внешней характеристике дизель-гидравлического агрегата)	0,80	$0,99^{22}$
 Зацепление эвольвентное цилиндрическое Зацепление М.Л. Новикова цилиндрическое	0,98 0,99	$0,99^2$ 0,99	 Электродвигатель или генератор переменного или постоянного тока	0,92	$0,99^4$

ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ	К.п.д.	
	η	$0,99^a$
 <p>Вал подъемный в сборе</p>	0,97	$0,99^3$
 <p>Ротор в сборе</p>	0,93	$0,99^7$
 <p>Насос буровой</p> <p>При этом механическом к.п.д. насоса объемный к.п.д. следует принимать равным единице</p>	0,85	$0,99^{16}$

ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ	К.п.д.	
	η	$0,99^a$
Талевая система (полиспаст)		
3 x 4	0,900	$0,99^{10}$
4 x 5	0,874	$0,99^{13}$
5 x 6	0,849	$0,99^{16}$
6 x 7	0,825	$0,99^{19}$
7 x 8	0,802	$0,99^{22}$
<p>Значения к.п.д. талевой системы подсчитаны при к.п.д. одного шкива на подшипниках качения $\eta_1 = 0,97$</p> <p>При других значениях к.п.д. одного шкива η_1 к.п.д. талевой системы определяется по формуле</p> $\eta_{тс} = \frac{\eta_1 (1 - \eta_1^{i_{тс}})}{i_{тс} (1 - \eta_1)}$ <p>С точностью до второго знака после запятой к.п.д. талевой системы может быть определен по формуле</p> $\eta_{тс} = \left(\frac{\eta_1 + 1}{2} \right)^{i_{тс} + 1}$ <p>или</p> $\eta_{тс} = \eta_1^{\frac{i_{тс} + 1}{2}}$ <p>где $i_{тс}$ передаточное число талевой системы</p>		

электродвигателя и ускоренный износ теплового двигателя. Для окончательной оценки приемлемости выбранного двигателя необходимо определить фактически используемую мощность дизеля и соответствие номинального момента электродвигателя эквива-

Таблица XVI.8

m	$0,99^m$	m	$0,99^m$	m	$0,99^m$	m	$0,99^m$
1	0,99	11	0,89	21	0,81	31	0,73
2	0,98	12	0,89	22	0,80	32	0,72
3	0,97	13	0,88	23	0,79	33	0,72
4	0,96	14	0,87	24	0,79	34	0,71
5	0,95	15	0,86	25	0,78	35	0,70
6	0,94	16	0,85	26	0,77	36	0,70
7	0,93	17	0,84	27	0,76	37	0,69
8	0,92	18	0,83	28	0,75	38	0,68
9	0,91	19	0,83	29	0,75	39	0,68
10	0,90	20	0,82	30	0,74	40	0,67

лентному моменту в случае его работы в повторно-кратковременном режиме.

Мощность дизеля, фактически используемая в основном приводе буровой установки, зависит от условий его эксплуатации и сопутствующих потерь мощности, указанных ниже.

Потери мощности дизеля

Отклонение условий эксплуатации (температура, атмосферное давление, износ, качество топлива и т. п.) k_1	0,95 = 0,99 ⁵
Привод вентилятора k_2	0,95 = 0,99 ⁵
Сопrotivления на выхлоп и всасывание k_3	0,95 = 0,99 ⁵
Привод компрессора буровой установки (потери мощности приводятся к одному дизелю) k_4	0,95 = 0,99 ⁵
Спарка дизелей k_5 :	
в двухдизельном приводе	0,95 = 0,99 ⁵
трех и более одновременно работающих дизелей	0,92 = 0,99 ⁸

С учетом рассматриваемых видов потерь фактически используемая мощность дизеля и момент составляют:

$$N_d = N_{дн} k_1 k_2 k_3; \quad M_d = M_{дн} k_1 k_2 k_3, \quad (\text{XVI.15})$$

где $N_{дн}$, $M_{дн}$ — паспортные значения мощности и момента дизеля.

В групповом приводе мощность, передаваемая одним дизелем в трансмиссию:

при механических передачах

$$N_d = N_{дн} k_1 k_2 k_3 k_4 k_5; \quad (\text{XVI.16})$$

при гидромеханических передачах

$$N_d = N_{дг} k_4, \quad (\text{XVI.17})$$

где $N_{дг}$ — мощность дизель-гидравлического агрегата.

Электродвигатель буровой лебедки предварительно выбирают по номинальной мощности, величина которой определяется из условия

$$N_n = N_n / \eta k, \quad (\text{XVI.18})$$

где N_n — мощность буровой лебедки; η — к. п. д., учитывающий потери в передачах от двигателя до подъемного вала лебедки; $k = 1,3 \div 1,45$ — коэффициент возможной перегрузки электродвигателей.

Номинальный момент предварительно выбранного электродвигателя должен быть равен или больше эквивалентного момента. Эквивалентный момент, называемый также среднеквадратичным, равен некоторому абстрактному неизменному моменту, при котором нагрев двигателя будет таким же, как и при переменных значениях моментов, задаваемых реальным режимом нагружения [24].

Электродвигатели буровых насосов и ротора работают в режимах, характеризующихся сравнительно большой продолжительностью циклов и небольшим изменением момента. При этом для обеспечения нормального температурного режима достаточно, чтобы номинальная мощность выбранного двигателя удовлетворяла условиям:

$$\text{для буровых насосов } N = N_{б.п} / \eta_n;$$

$$\text{для ротора } N = N_p / \eta_p,$$

где $N_{б.п}$; N_p — мощность бурового насоса и ротора; η_n ; η_p — к. п. д. силовых передач бурового насоса и ротора.

В буровых установках лебедка и ротор преимущественно снабжаются групповым приводом. Так как в процессе бурения лебедка и ротор одновременно не используются, двигатели их группового привода выбирают по мощности лебедки, значительно превышающей мощность ротора. В связи с этим двигатели группового привода при работе ротора оказываются недогруженными. Более экономичен индивидуальный привод ротора со сравнительно небольшим маховым моментом трансмиссии и регулируемым двигателем.

Мощность на валах силовых передач и механизмов, кинематически связанных с валом двигателя, определяется по формуле

$$N_i = N_d \eta_i, \quad (\text{XVI.19})$$

где N_i — мощность, передаваемая i -м валом; η_i — к. п. д. силовой передачи от вала двигателя до i -го вала.

Рассматриваемую формулу можно представить в виде:

$$M_i \omega_i = M_d \omega_{дв} \eta_i,$$

откуда

$$M_i = M_d \frac{\omega_{дв}}{\omega_i} \eta_i = M_d i_i \eta_i, \quad (\text{XVI.20})$$

где M_d , M_i — вращающие моменты двигателя и i -го вала; $\omega_{дв}$,

ω_i — угловые скорости двигателя и i -го вала; i_i — передаточное число от двигателя до i -го вала; η_i — к. п. д. силовых передач от вала двигателя до i -го вала.

Передаточное число выражает отношение частоты вращения ведущего звена к частоте вращения ведомого звена. Для многоступенчатых передач передаточное число

$$i_i = i_{1,2} i_{2,3} \dots i_{i-1,i},$$

где $i_{1,2}, i_{2,3}, \dots, i_{i-1,i}$ — передаточные числа отдельных передач, расположенных между двигателем и i -м валом.

В ременных и других фрикционных передачах передаточное число выражается через отношение диаметров ведомого D_2 и ведущего D_1 шкивов. Так как окружные скорости обоих шкивов равны, то при отсутствии проскальзывания

$$\omega_1 D_1 / 2 = \omega_2 D_2 / 2,$$

откуда

$$i_{1,2} = \omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1.$$

Аналогично для зубчатых и цепных передач передаточное число выражается отношением числа зубьев ведомого и ведущего колес:

$$i_{1,2} = z_2 / z_1.$$

В практических расчетах удобно пользоваться значениями силовых передаточных чисел: $i_{c,i} = i_i \eta_i$ (где $i_{c,i}$ — силовое передаточное число от двигателя до i -го вала).

По силовому передаточному числу определяется вращающий момент на i -м валу:

$$M_i = M_d i_{c,i}. \quad (\text{XVI.21})$$

В качестве примера на рис. 22П и в табл. 4П приложения приведен расчет кинематических и силовых передаточных чисел для валов группового трехдизельного привода. На основе полученных данных определяются расчетные сочетания крутящего момента и частоты вращения, необходимые для прочностных расчетов валов, подшипников, муфт, цепных и зубчатых передач, а также других деталей, входящих в состав привода. Окружная сила на зубчатых колесах и цепных звездочках

$$P_i = 2M_i / d_d,$$

где d_d — диаметр делительной окружности зубчатого колеса или цепной звездочки.

Валы и другие детали механических передач лебедки рассчитываются на прочность по наибольшим крутящим и изгибающим моментам, определяемым по моменту двигателей и силовым передаточным числам. При дизель-гидравлическом приводе и электродвигателях постоянного тока, обеспечивающих бесступенчатое регулирование частоты вращения лебедки, значение наибольшего момента ограничивается моментом, создаваемым от допускаемой нагрузки на крюке подъемного механизма буровой установки. В расчетах на сопротивление усталости коэффициент эквивалентности $K_0=0,5$ (см. табл. 2П).

Валы привода насоса рассчитываются на прочность с учетом коэффициента перегрузок по моментам, обусловленным мощностью и частотой вращения трансмиссионного вала:

$$M_i = \frac{N_{б.н}}{\omega_T i_{ci}} K_n = \frac{M_T}{i_{ci}} K_n,$$

где M_i — крутящий момент на i -м валу, расположенном между насосом и двигателем; M_T — крутящий момент на трансмиссионном валу насоса; $N_{б.н}$ — мощность насоса; ω_T — частота вращения трансмиссионного вала насоса; i_{ci} — силовое передаточное число между i -м валом привода и трансмиссионным валом насоса; K_n — коэффициент перегрузки, по принятым Уралмашзаводом нормам в расчетах на статическую прочность коэффициент перегрузки $K_n=2,5$.

В расчетах на сопротивление усталости нагрузки принимаются стационарными: $K_0=1$, $K_n=1,8 \div 2$ для цепных передач, $K_n=1,4 \div 1,6$ для ременных передач.

Валы привода ротора рассчитывают по наибольшему крутящему моменту на быстроходном валу ротора, определяемому из его технической характеристики. Коэффициент перегрузки $K_n=1,25$. В расчетах на сопротивление усталости нестационарный режим нагружения ротора учитывается коэффициентом эквивалентности. Значения коэффициентов эквивалентности и допускаемых запасов прочности приведены в приложении (табл. 2П).

При проектировании гидромеханических передач к заданному дизелю необходимо выбрать гидротрансформатор и построить их совместную механическую характеристику для последующих силовых и прочностных расчетов. Для этого предварительно выбирают прототип комплексного гидротрансформатора с известной безразмерной характеристикой, обладающего наиболее подходящими энергетическими и конструктивными параметрами. По внешней характеристике дизеля (рис. XVI.21, а) выбирают расчетные значения вращающего момента M_d и частоты вращения n_d , соответствующие режиму максимальной мощности дизеля.

Расчетное значение коэффициента момента λ_m выбирают по характеристике гидротрансформатора. Для прозрачных гидротрансформаторов эти значения соответствуют режиму максимального к. п. д. либо режиму работы гидромукты. Для непрозрачных гидротрансформаторов λ_m , как указывалось ранее, имеет

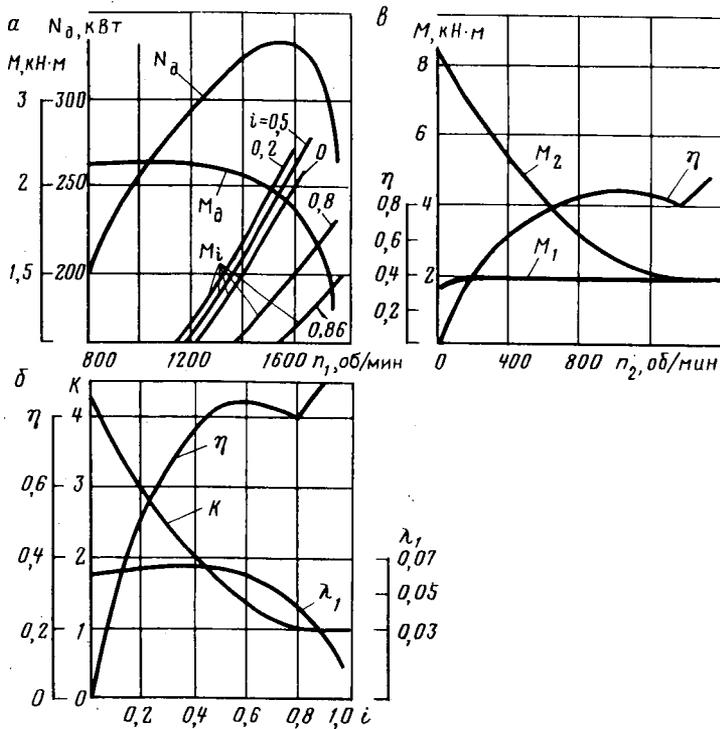


Рис. XVI.21. Характеристики совместной работы дизеля с гидротрансформатором

одинаковые значения для любых режимов работы. Расчетные величины вращающего момента и частоты вращения дизеля приравниваются к нагрузочным значениям рассчитываемого гидротрансформатора: $M_d = M_p$ и $n_d = n_p$.

Вращающие моменты выбранной модели и рассчитываемого гидротрансформатора составят ($\lambda_m = idem$):

$$M_m = \lambda_m \omega n_m^2 D_m^5 \quad \text{и} \quad M_p = \lambda_m \omega n_p^2 D_p^5,$$

где D_m и D_p — активные диаметры модели и рассчитываемого гидротрансформатора; n_m и n_p — частоты вращения насосного колеса модели и рассчитываемого гидротрансформатора.

Представив моменты в виде отношений

$$M_m / M_p = \lambda_m \omega n_m^2 D_m^5 / \lambda_m \omega n_p^2 D_p^5,$$

получим формулу для определения диаметра рассчитываемого гидротрансформатора:

$$D_p = D_m \sqrt[5]{M_p n_m^2 / M_m n_p^2}. \quad (\text{XVI.22})$$

Т а б л и ц а XVI.9. Расчет параметров совместной работы дизеля В2-450 и гидротрансформатора ТТК1

Параметры, обозначение	Способ определения	Численное значение			
Диаметр гидротрансформатора D , м	Задано	0,55			
Плотность рабочей жидкости ρ , кг/м ³	»	900			
Передаточное отношение i	Рис. XVI.21, б	0	0,2	0,5	0,8
Коэффициент момента насосного колеса ГТ λ_1	То же	0,060	0,067	0,064	0,046
Частота вращения насосного колеса, с ⁻¹ :	Выбираем				
n_1'		13,5	13,5	13,5	13,5
n_1''		20	20	20	20
n_1'''		27	27	27	27
Момент насосного колеса ГТ, Н·м:					
M_1'		490	550	525	380
M_1''		1080	1210	1150	850
M_1'''		1970	2200	2100	1510
Частота вращения дизеля n_d , об/мин	Рис. XVI.21, а	1580	1510	1560	1750
Момент на валу дизеля M_d , Н·м	То же	1940	2000	1970	1700
Коэффициент трансформации K	Рис. XVI.21, б	4,2	2,7	1,7	1,0
Момент турбинного колеса ГТ M_2 , Н·м	$M_2 = M_1 K$	8150	540	3350	1700
К. п. д. гидротрансформатора η	Рис. XVI.21, б	0	0,54	0,85	0,80
Частота вращения выходного вала ГТ n_2 , об/мин	$n_2 = n_d i$	0	300	780	1400

При отсутствии гидротрансформатора с колесом, диаметр которого соответствует расчетному, необходимо спроектировать новую модификацию гидротрансформатора. По условию подобия линейные размеры проектируемого гидротрансформатора должны быть пропорциональны отношению $D_p : D_m$, а угловые размеры лопаток принимают одинаковыми с прототипом.

На рис. XVI.21 приведены внешняя характеристика дизеля В2-450 (а) и характеристика гидротрансформатора ТТК1 (б). Рассматриваемый гидротрансформатор относится к прозрачным. Для построения совместной характеристики двигателя и прозрачного гидротрансформатора необходимо знать текущие значения: частоту вращения n_d и крутящий момент M_d дизеля при различных передаточных отношениях i гидротрансформатора. Для этого предварительно по рис. XVI.21, б выбирают ряд значений λ_1 и для каждого выбранного значения рассчитывают нагрузочные характеристики насосного колеса гидротрансформатора, определяющие изменение вращающего момента на насосном колесе в зависимости от его частоты вращения $M_i = \lambda_1 \rho n_1^2 D^5$.

Коэффициенты момента определяют по кривой $\lambda_1 = f(i)$ характеристики гидротрансформатора. По полученным данным строят кривые M_i , которые при совмещении с моментной характеристикой M_d дизеля (рис. XVI.21, а) определяют частоту вращения n_1 и момент M_1 дизеля для рассматриваемых нагрузочных характеристик гидротрансформатора. Далее по характеристике гидротрансформатора на рис. XVI.21, б находят значения K и η для принятых в расчете передаточных отношений i .

На рис. XVI.21, в — совместная характеристика дизеля и гидротрансформатора — откладывают $n_2 = n_1 i$ и соответствующие им значения η и $M_2 = M_1 K$. По полученным точкам строят кривые $M_2 = f(n_2)$ и $\eta = f(n_2)$.

Расчеты для построения приведенных на рис. XVI.21 характеристик совместной работы дизеля В2-450 и гидротрансформатора ТТК1 даны в табл. XVI.9.

Для непрозрачных гидротрансформаторов режим работы двигателя остается стабильным ($\lambda_1 = \text{const}$) вне зависимости от нагрузки на ведомом валу. В этом случае показатели совместной характеристики определяют по формулам

$$n_2 = n_d i; \quad M_2 = M_d K; \quad \eta = K i,$$

где i , K , η — взаимосвязанные параметры, определяемые по безразмерной характеристике гидротрансформатора.

§ 5. ДИНАМИКА ПРИВОДА

Во время переходных процессов при пуске и остановке лебедки, насосов и ротора, а также при резких изменениях технологических нагрузок к действующим на привод буровых установок статическим нагрузкам добавляются динамические, обусловленные инерцией и упругими колебаниями приводимых масс. Задача динамики — определение характера и величины этих нагрузок в отдельных узлах и деталях привода. Знание характера и величин динамических нагрузок позволяет уточнить расчеты на прочность и определить эффективные меры повышения производительности, надежности и долговечности привода.

Динамические свойства любой машины, в том числе и привода буровых установок, характеризуются инерционными параметрами, к которым относятся: m — масса узлов и элементов, кг; I — момент инерции подвижных частей, кг·м²; $GD^2 = 4gI$ — маховой момент; G — жесткость или упругость отдельных элементов привода и приводимой машины, Н/м (линейная жесткость) или Н·м/рад (угловая жесткость).

На динамику привода буровых установок помимо указанных параметров существенно влияют пусковые свойства двигателя, точность монтажа и наличие зазоров в сочленениях, последовательность включения приводимых масс, определяемая принятой схемой управления, и режим включения, зависящий от типа и

конструкций сцепных муфт (шинно-пневматическая, гидродинамическая, электромагнитная), а также квалификации и навыков буровика. В процессе бурения скважин и при спуско-подъемных операциях динамические нагрузки возникают в период резких изменений технологических нагрузок вследствие ударов движущейся колонны труб о выступы, каверны и другие неровности в стенках скважины, заклинивания долота, образования сальников на пути циркуляции промывочной жидкости и при других подобных явлениях.

Опыты показывают, что наличие газа в промывочной жидкости, недостаточное наполнение цилиндров, пульсация давления вследствие плохой регулировки компенсаторов вызывают значительные динамические нагрузки в приводе буровых насосов. Под действием резко изменяющихся внешних нагрузок упругие элементы исполнительных механизмов и привода деформируются и кроме основных поступательного и вращательного движений совершают поперечные и крутильные колебания. Периодически изменяющиеся при этом мгновенные силы упругости приводят к динамическим перегрузкам, вызывающим преждевременные поломки от усталости. Силы инерции и упругие колебания движущихся частей передаются основанию и вызывают вибрацию, в результате которой ухудшаются условия труда и возникают преждевременные поломки от вибрационной усталости.

Теоретическое исследование динамики привода буровых установок затрудняется вследствие сложности кинематических схем и большого числа сосредоточенных и распределенных масс, содержащихся между двигателем и исполнительными органами, влияния сил упругости и технологических факторов в различных случайных комбинациях. Поэтому действительную конструктивную схему привода обычно заменяют простой эквивалентной схемой с сосредоточенными массами и жесткими связями, обеспечивающей требуемую точность расчета. При этом задача динамики привода решается методами статики на основе известного принципа Даламбера. Момент, действующий на рассматриваемое звено при разгоне

$$M_i = (M_{ст} + \varepsilon I_i) i \eta_i; \quad (XVI.23)$$

при торможении

$$M_i = (M_{ст} + \omega I_i) \frac{i_i}{\eta_i}, \quad (XVI.24)$$

где $M_{ст}$ — статический момент, приведенный к валу двигателя (при разгоне) или к валу тормоза (при торможении); ε — угловое ускорение вала двигателя или тормоза; I_i — приведенный к валу двигателя или тормоза момент инерции всех вращающихся и поступательно движущихся масс от рассматриваемого звена до наиболее удаленного от двигателя; i_i ; η_i — передаточное число и к. п. д. передачи от двигателя до рассматриваемого звена.

С учетом характеристик двигателя выражение (XVI.23) записывается в следующем виде:

$$M_i = \left(M_{ст} + M_n \frac{I_i}{I} \right) i_i \eta_i, \quad (\text{XVI.25})$$

где M_n — избыточный момент на валу двигателя; I — приведенный к валу двигателя момент инерции всех движущих масс.

Значение избыточного момента на валу двигателя зависит от типа двигателя и составляет:

для асинхронного электродвигателя с фазовым ротором $M_n = 1,45 M_n - M_{ст}$;

для асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором $M_n = 0,8 M_n - M_{ст}$;

для двигателя внутреннего сгорания и гидродвигателя

$$M_n = M_d - M_{ст}; \quad M_d = 1,05 M_n,$$

где M_n — пусковой момент, для электродвигателей $M_n = k M_n$; M_n — номинальный момент двигателя; k — коэффициент пуска, устанавливаемый из каталога на двигатели.

Приведенный к валу двигателя момент инерции всех масс механизма

$$I = \sum_{k=1}^{k=n} \left(\frac{I_i}{i_i^2} \right) + \frac{91 m v^2}{n_d^2}, \quad (\text{XVI.26})$$

где I_i — момент инерции i -й вращающейся детали; i_i — передаточное число от электродвигателя до i -й детали; m — масса поступательно движущихся деталей и колонны труб; v — скорость поступательно движущихся масс; n_d — частота вращения двигателя.

В практических расчетах на прочность динамические перегрузки учитываются в расчетной нагрузке, определяемой по одному из следующих условий:

$$M = M_{\max} K_d; \quad M = M_m K_n,$$

где M — расчетная нагрузка (момент, усилие, давление); M_{\max} — длительно действующая максимальная нагрузка; M_m — паспортная нагрузка; K_d — коэффициент динамичности; K_n — коэффициент перегрузки.

Расчетную нагрузку удобнее определять по паспортной нагрузке и коэффициенту перегрузки. Детали привода подъемного механизма рассчитываются по наибольшей нагрузке из числа предельных на каждой из скоростей подъема. Коэффициенты перегрузки и динамичности принимаются равными единице. Из этого следует, что для привода подъемного механизма паспортная и длительно действующая максимальная нагрузки равны.

Детали привода насоса рассчитывают на прочность по паспортной нагрузке, определяемой по мощности насоса и номинальной частоте вращения трансмиссионного вала насоса с учетом коэффициентов перегрузки. Аналогично по паспортной нагрузке вычисляют детали привода ротора. Расчетную нагрузку при этом определяют по крутящему моменту на столе либо быстроходном валу ротора при заданной мощности ротора и наименьшей частоте вращения стола ротора.

Глава XVII

МУФТЫ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Муфты передают вращение с одного вала на другой или с вала на свободно сидящую на нем деталь (например, цепную звездочку, зубчатое колесо). Характерная особенность муфт заключается в том, что они не изменяют величину и направление передаваемого вращающего момента. Муфты выбирают по передаваемому вращающему моменту и диаметру соединяемых валов. В буровых машинах и механизмах используются муфты различных конструкций и видов, отвечающие определенным монтажным и эксплуатационным требованиям.

Муфты делятся на механические, гидравлические и электромагнитные. Механические муфты по назначению подразделяются на постоянные и сцепные. Постоянные муфты не допускают разъединения валов в процессе работы машины. Для разъединения валов, соединенных постоянными муфтами, требуется их разборка, которая производится при ремонте и демонтаже. Сцепные муфты служат для соединения и разъединения валов на ходу или при кратковременных остановках.

§ 2. ПОСТОЯННЫЕ МУФТЫ

Для постоянного соединения валов применяются неподвижные (глухие) и подвижные муфты. Наиболее просты по конструкции глухие муфты, выпускаемые трех видов: втулочные со штифтами и со шпонками, фланцевые (поперечно-свертные) и продольно-свертные. Глухие муфты могут быть использованы при строгой соосности валов. В буровых машинах трудно обеспечить необходимую для установки глухих муфт соосность валов. Высокая точность, достигнутая при изготовлении и сборке, в процессе эксплуатации может быть нарушена вследствие деформации валов и вибрации оснований буровых машин, осадки фундамента, температурных изменений и других причин. Поэтому в машинах и агрегатах бурового комплекса для постоянных соединений преимущественно используются подвижные муфты, допускающие взаимное смещение валов за счет подвижных элементов

муфты. К подвижным муфтам относятся: жесткие компенсирующие, шарнирные и упругие. Все три типа применяются в буровых машинах.

Из жестких компенсирующих муфт наиболее распространены зубчатые, способные компенсировать незначительные осевые, радиальные и угловые смещения соединяемых валов. На рис. XVII.1 показана зубчатая муфта, соединяющая тихоходный вал редуктора с трансмиссионным валом регулятора подачи долота. Муфта состоит из обойм 2 и 5 с внутренними зубьями, находящимися в зацеплении с наружными зубьями втулок 1 и 6. Для снижения потерь на трение и увеличения долговечности зубчатое зацепление работает в масляной ванне, герметизированной прокладкой 4 и войлочными кольцами 7. Отверстие для масла закрывается пробкой 3. Аналогичная муфта применяется во вспомогательных лебедках.

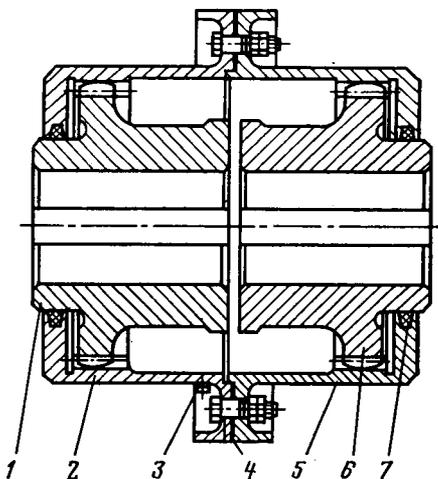


Рис. XVII.1. Зубчатая муфта

Шарнирные муфты применяют для соединения валов, оси которых расположены под большим углом друг к другу, причем в процессе работы величина угла наклона может изменяться. Шарнирная муфта состоит из двух валов и шарнирно соединенной с ними крестовины. Недостаток шарнирной муфты — неравномерность вращения ведомого вала при равномерном вращении ведущего, если валы установлены несоосно. Для устранения этого недостатка применяют сдвоенные шарнирные муфты с промежуточным валом, образующие в этой комбинации карданную передачу, которую принято называть карданным валом. Карданные валы применяют в приводе буровых установок для передачи вращающего момента от гидротрансформатора к суммирующему редуктору, буровым насосам и ротору в тех случаях, когда они располагаются на разных отметках по высоте. Для равномерного вращения ведомого звена необходимо обеспечить параллельность валов, соединяемых карданным валом. В буровых машинах применяются шесть типоразмеров карданных валов.

Техническая характеристика карданных валов

Номер вала	I	II	III	IV	V	VI
Тип вала	Л	Т	Т	Т	Т	Т
Число шарниров	2	2	2	2	2	1
Максимальная частота вращения, об/мин	1600	1140	1140	1140	1140	750
Максимальный передаваемый вращающий момент, кН·м	3,7	14,0	14,0	14,0	5,1	14,0
Длина, мм	720	1055	890	1195	812	2225,5

Ширина, мм	230	300	300	300	300	300
Масса, кг	50	182	165	190	140	261,8

Примечание. Л — легкий; Т — тяжелый.

Устройство карданного вала показано на рис. XVII.2.

Упругие подвижные муфты характеризуются наличием упругого элемента, за счет деформации которого происходит взаимное перемещение деталей муфты, необходимое для компенсации смещения осей соединяемых валов. Наряду с этим упругие муфты смягчают толчки и удары и служат средством защиты от резонансных крутильных колебаний, возникающих вследствие неравномерности вращения. Упругие муфты изготавливаются с металлическими и неметаллическими, преимущественно резиновыми, упругими элементами. В буровых машинах и агрегатах применяются муфты с резиновыми упругими элементами благодаря сравнительной простоте конструкции, низкой стоимости, отсутствию особых требований по уходу, высоким компенсационным свойствам и хорошей демпфирующей способности. При работе с электродвигателями важное значение приобретает электроизолирующая способность муфт с резиновыми упругими элементами.

Для соединения тяжело нагруженных валов буровых машин и агрегатов, а также для соединения вала электродвигателя с трансмиссионным валом бурового насоса и промежуточным валом лебедки применяют упругие (эластичные) муфты, конструкция которых показана на рис. XVII.3. Полу муфта 1 с конусной расточкой устанавливается на консоль вала и крепится гайкой 2, предохраняемой от самоотвинчивания специальной шайбой. Вторая полу муфта состоит из ступицы 8 и стакана 6, соединяющихся болтами 7. Ступица имеет цилиндрическую расточку и крепится на консоли вала шпонкой. В утолщенных ободах стакана 6 и диска ступицы 8 имеются отверстия для резиновых валиков 4. Последние предохраняются от выпадания пружинным кольцом 5, установленным в кольцевом пазе обода стакана.

На рис. XVII.4 показана упругая муфта для соединения коленчатого вала дизеля с валом редуктора. Диск 2 с зубчатым венцом 3 для запуска дизеля стартером устанавливается на шлицы

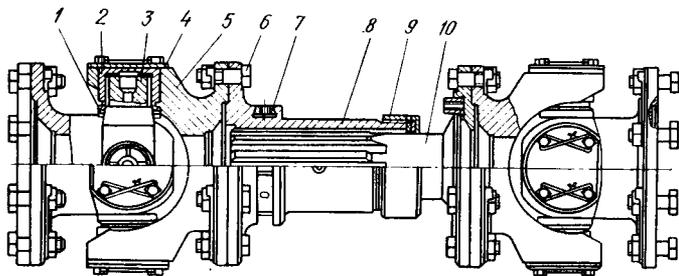


Рис. XVII.2. Карданный вал III (тяжелый):

1 — уплотнение; 2 — обойма с игольчатыми подшипниками; 3 — крестовина; 4 — крышка; 5 — вилка; 6 — болт; 7 — балансир; 8 — шлицевая муфта; 9 — гайка; 10 — шлицевой вал

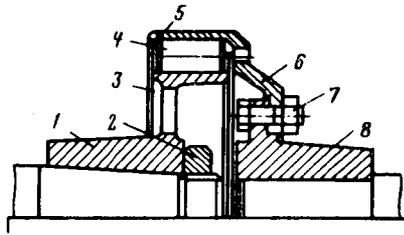


Рис. XVII.3. Упругая эластичная муфта

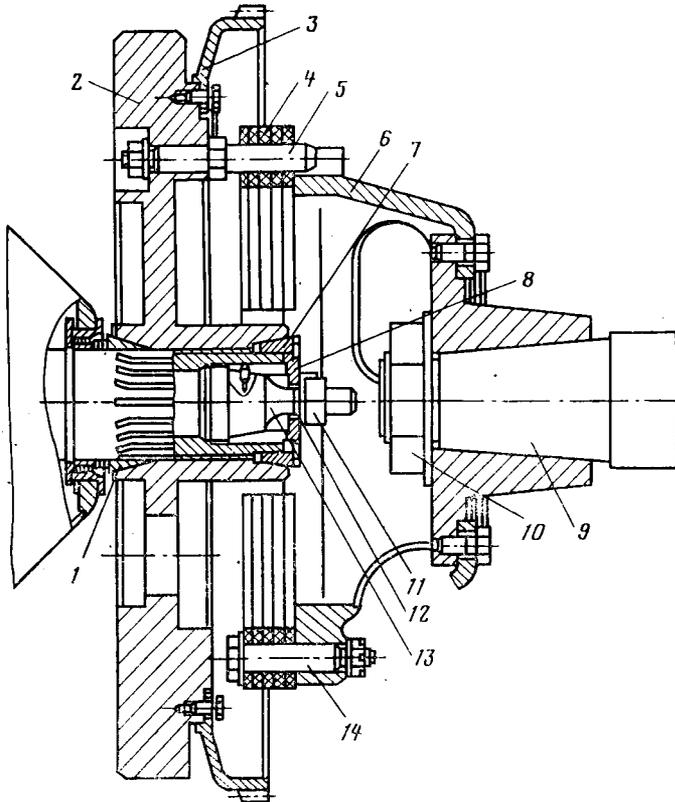


Рис. XVII.4. Упругая муфта дизеля

вала дизеля и центрируется на нем бронзовыми конусами 1 и 7. Конусы затягиваются при помощи разрезной пробки 8, ввинченной в вал дизеля и надежно закрепленной конической пробкой 13, гайкой 11 и шайбой 12. Ведомый стакан 6 закреплен на коническом конце быстроходного вала 9 понизительного редуктора и за-

стопорен гайкой 10. В ведущем и ведомом дисках установлены по девять пальцев 5 и 14, которые попарно соединяются пластинами 4 из прорезиненной ткани.

Высокими эксплуатационными качествами обладают муфты, в которых в качестве упругого элемента используется резиновая звездочка. Размеры, масса и допускаемые вращающие моменты стандартных муфт приводятся в справочниках по муфтам [29].

§ 3. СЦЕПНЫЕ МУФТЫ

Сцепные муфты используются при частых пусках и остановках, при необходимости изменения режима работы и реверсирования. Вращающий момент передается зацеплением (сцепные кулачковые и зубчатые муфты) либо силами трения (фрикционные сцепные муфты).

Сцепные кулачковые и зубчатые муфты состоят из двух полу-муфт, одна из которых крепится на ведущем валу, а другая перемещается на шпонках или шлицах ведомого вала с помощью вилки и сухарей.

В тяжело нагруженных реверсируемых соединениях применяются кулачковые муфты с прямыми кулачками, число которых выбирают в зависимости от передаваемого вращающего момента (при данном диаметре муфты число кулачков тем меньше, чем больше вращающий момент). Подвижную муфту обычно располагают на ведомом валу, что позволяет уменьшить износ деталей управления муфтой. Для нереверсивных соединений применяют муфты с тремя или шестью косыми кулачками. Кулачковые муфты очень чувствительны к перекосам и несоосности валов и применяются в основном для соединения свободно вращающихся цепных звездочек с валом в коробках перемены передач буровой лебедки и цепных редукторах. Реже, например, для соединения регулятора подачи долота и гидродинамического тормоза с лебедкой используются кулачковые муфты, у которых полу-муфты располагаются на концах соединяемых валов.

Зубчатая сцепная муфта состоит из двух полу-муфт, имеющих на цилиндрических поверхностях наружные и внутренние эвольвентные либо полукруглые зубья. Для облегчения включения торцы зубьев закругляются.

Кулачковые и зубчатые муфты по сравнению с фрикционными проще по конструкции и имеют значительно меньшие габариты и массу. Основной недостаток их — невозможность включения на быстром ходу. Во избежание повреждений кулачков и зубьев включение муфты на ходу допускается без нагрузки и при небольшой разности угловых скоростей. Для включения муфты в состоянии покоя обычно проводится холостое проворачивание ведущей полу-муфты до совмещения выступов и впадин муфты. Возможность включения муфты без холостого проворота зависит от числа и профиля кулачков. Материал для изготовления кулачковых и зубчатых муфт должен обеспечить высокую твердость

кулачков и посадочной поверхности подвижной полумуфты. Для этого обычно используются стали марок 20Х, 20ХН2 с цементацией и закалкой до твердости НРС 45—60. Муфты крупных размеров изготавливают из сталей марок 40Х, 30ХН, 35ХГС и др.

Вращающий момент сцепных кулачковых и зубчатых муфт ограничивается контактным давлением. Для кулачковых муфт предельный вращающий момент (в Н·м)

$$M_{\text{впр}} = \frac{d_0 z F}{2} [p],$$

где d_0 — средний диаметр муфты по кулачкам, м; F — площадь проекции опорной поверхности кулачка на диаметральную плоскость, м²; z — число кулачков; $[p]$ — допускаемое контактное давление, Па.

Для стальных термически обработанных (цементация и закалка) кулачков контактное давление при вклучении муфты на ходу не должно превышать 70 МПа [29].

Фрикционные муфты используются в силовых передачах лебедки, насосов, ротора и других агрегатов бурового комплекса совместно с постоянными кулачковыми и зубчатыми. Они служат для дистанционного включения и отключения двигателей и основных агрегатов бурового комплекса, оперативного переключения скоростей лебедки при спуско-подъемных операциях. Фрикционные муфты передают вращающий момент за счет сил трения между пластинами или дисками ведущей и ведомой полумуфт. В отличие от кулачковых и зубчатых муфт фрикционные муфты позволяют осуществить плавное сцепление валов при любой частоте их вращения.

Характерная особенность фрикционных муфт заключается в том, что они обладают ограниченным запасом сцепления. При чрезмерных нагрузках муфта проскальзывает и предохраняет узлы и детали машин от поломок. В зависимости от формы сцепляющихся элементов различают цилиндрические и дисковые фрикционные муфты. В силовых передачах буровых комплексов наиболее распространены цилиндрические фрикционные муфты, обладающие по сравнению с дисковыми существенными преимуществами — простотой конструкции, низкой стоимостью, удобством монтажа и ремонта в промысловых условиях, пониженной чувствительностью к несоосности соединяемых валов. По конструктивным признакам цилиндрические фрикционные муфты подразделяются на шинно-пневматические, пневмокамерные и многокамерные.

Шинно-пневматическая муфта (рис. XVII.5) состоит из концентрично расположенных обода 1 и шкива 5, между которыми помещается резинокордный баллон 3 с фрикционными накладками. Сжатый воздух через ниппель 2 поступает в баллон и прижимает накладки 4 к поверхности шкива. В рассматриваемой конструкции баллон крепится к стальному ободу и под давлением воздуха обжимает шкив. Такая муфта называется обжимной.

Рис. XVII.5. Шинно-пневматическая муфта

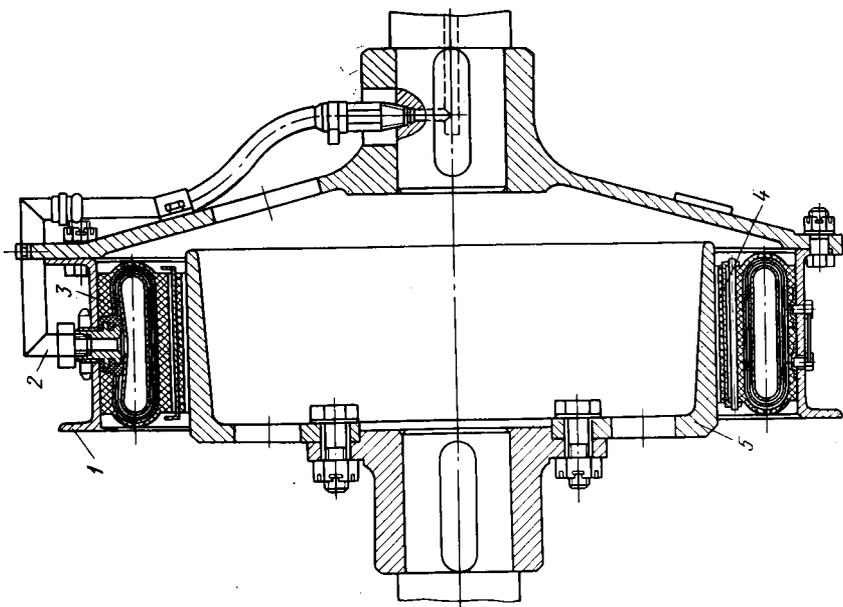
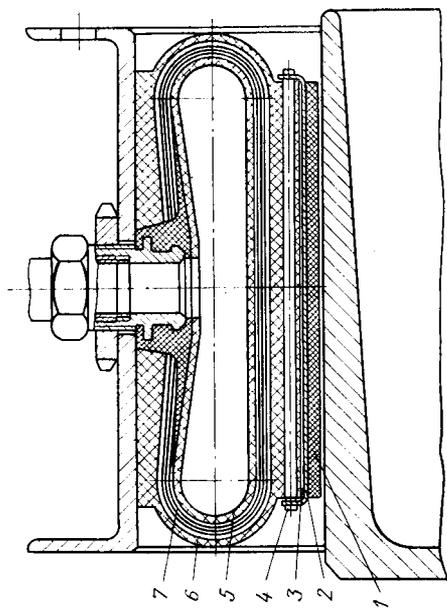


Рис. XVII.6. Баллон шинно-пневматической муфты



В разжимных муфтах баллон крепится к внутренней полумуфте, выполняющей роль обода. В этом случае фрикционные накладки располагаются на внешней поверхности баллона и прижимаются к наружной полумуфте, выполняющей роль шкива.

Центробежные силы, возникающие при вращении муфты, по-разному влияют на работу обжимных и разжимных муфт. В разжимной муфте центробежные силы прижимают накладки к шкиву, способствуя повышению момента сцепления с увеличением частоты вращения муфты. В обжимной муфте центробежные силы отжимают накладки от шкива и уменьшают момент сцепления муфты. При отключении обжимных муфт центробежные силы оказывают полезное действие, способствуя их быстрому расцеплению. В разжимных муфтах центробежные силы препятствуют разъединению валов. Поэтому разжимные муфты применяются в тихоходных передачах при скоростях скольжения накладок относительно шкива муфты не более 5 м/с. В силовых передачах и других агрегатах бурового комплекса используются только обжимные шинно-пневматические муфты.

Схема установки муфт выбирается с учетом возможности использования центробежной силы в качестве фактора, способствующего быстрому их отключению. Для этого полумуфту с баллоном необходимо устанавливать на ведущем валу. Иногда это невозможно вследствие сложности подвода воздуха в муфту. В этих случаях полумуфту с баллоном приходится устанавливать на ведомом валу.

Баллон (рис. XVII.6) состоит из кольцевой резиновой камеры 5, наружного резинового протектора 6, между которыми находится обрезиненный кордный каркас 7. В баллоне имеются один или два ниппеля для подачи воздуха в камеру. Ниппели привулканизированы к баллону. Баллон крепится к ободу горячей вулканизацией либо болтами.

Фрикционные накладки 1 приклеены к стальным колодкам 2, которые с помощью металлических валиков 4 крепятся к протектору баллона. Для тепловой защиты баллона, нагреваемого в результате скольжения, между протектором и колодкой помещается паронитовая прокладка 3. Валики попарно шплинтуются стальной проволокой. Шкивы и обод муфты изготавливают из горячекатаной стали марки 60Г (ГОСТ 1050—74) либо из углеродистой стали марки 40 и 50 и подвергают закалке (HRC 50—55) и шлифовке. Для удобства монтажа и ремонта шкив и обод имеют разъемные соединения со ступицами полумуфт. Накладки шинно-пневматических муфт изготавливают из ретинакса и других фрикционных материалов, обычно используемых для ленточных тормозов буровой лебедки.

Момент сцепления обжимной шинно-пневматической муфты

$$M = (P - P_{ц6}) \frac{\mu D}{2}, \quad (\text{XVII.1})$$

где P — радиальное усилие, создаваемое давлением воздуха в бал-

лоне; $P_{цб}$ — центробежная сила, отжимающая фрикционные накладки; D — наружный диаметр шкива муфты (диаметр поверхности трения); μ — коэффициент трения.

Радиальное усилие, создаваемое давлением воздуха в баллоне муфты:

$$P = (p - p_0) F,$$

где p — давление в баллоне; p_0 — давление, необходимое для выбора зазора между накладками и шкивом муфты ($p_0 = 0,03 \div 0,05$ МПа); F — площадь поверхности кольцевой полости баллона, передающей давление на шкив.

Центробежная сила, отжимающая фрикционные накладки:

$$P_{цб} = mv^2/R \approx 0,005mDn^2,$$

где m — масса фрикционных накладок и других частей баллона, отжимаемых центробежными силами; v — окружная скорость центра тяжести отжимаемой части; R — расстояние от оси вращения до центра тяжести отжимаемой части баллона ($R = D/2$); n — частота вращения муфты, об/мин.

Подставляя значения P и $P_{цб}$ в формулу (XVII.1), получаем

$$M = [(p - p_0) F - 0,005mDn^2] \frac{\mu D}{2}. \quad (\text{XVII.2})$$

Из полученной формулы следует, что момент сцепления шинно-пневматической муфты достигает наибольшего значения в тормозном режиме ($n = 0$):

$$M_0 = (p - p_0) \frac{F \mu D}{2}.$$

С увеличением частоты вращения момент сцепления обжимных шинно-пневматических муфт снижается и достигает нуля при условии

$$(p - p_0) F - 0,005mDn^2 = 0.$$

Частоту вращения, при которой момент сцепления муфты равен нулю, называют предельной частотой вращения муфты:

$$n_{пр} = \sqrt{(p - p_0) F / 0,005mD}.$$

Влияние частоты вращения на величину момента сцепления муфты учитывается коэффициентом момента:

$$K_M = M_n / M_0,$$

где M_n — момент сцепления муфты при частоте вращения n .

На рис. XVII.7 приведена безразмерная характеристика шинно-пневматических муфт. Мощность, передаваемая муфтой, равна нулю в тормозном режиме ($n = 0$) и при вращении с предельной частотой ($n = n_{пр}$). Номинальные значения частоты вращения и мо-

мента сцепления муфт, соответствующие режиму наибольшей передаваемой мощности, составляют

$$n_n \approx 0,6n_{пр}; \quad M_n \approx 0,65M_0.$$

Влияние частоты вращения муфты на величину передаваемой мощности учитывается коэффициентом мощности:

$$K_N = N_n / N_{max},$$

где N_n — мощность, передаваемая муфтой при частоте вращения n ; N_{max} — максимальная мощность, передаваемая муфтой при номинальной частоте вращения.

Кривые момента сцепления и мощности в соответствующем масштабе выражают изменение коэффициентов момента и мощности (рис. XVII.7). Шинно-пневматические обжимные муфты следует выбирать так, чтобы наибольшая частота вращения под нагрузкой не превышала $0,7n_{пр}$. При дальнейшем увеличении частоты вращения резко снижаются моменты сцепления и мощности, вызывающие неустойчивость в работе муфты. Муфты выбирают исходя из следующих расчетных условий:

$$S = \frac{M_0 K_M}{M_{вр}} \geq [S] \quad \text{или} \quad S = \frac{N_{max} K_N}{N} \geq [S],$$

где S — запас сцепления; $[S]$ — допускаемый запас сцепления; $M_{вр}$ — момент вращения от рабочей нагрузки; N — мощность, передаваемая муфтой.

Допускаемый запас сцепления назначается в зависимости от режима работы исполнительной машины, вида привода и инерционных нагрузок. При чрезмерном запасе сцепления возникают большие динамические нагрузки в процессе пуска машины. В случае недостаточного запаса сцепления наблюдается продолжительное проскальзывание, вызывающее нагрев и износ муфты. На основании накопленного опыта рекомендуются следующие значения допускаемых запасов сцепления:

Для тихоходных муфт ($n = 50 \div 700$ об/мин) 1
 Для быстроходных муфт ($n = 700 \div 1500$ об/мин) 1,6

Значения коэффициентов момента и мощности определяются по графикам на рис. XVII.8. Необходимые для расчетов параметры и другие технические данные шинно-пневматических муфт приведены в табл. XVII.1.

Вращающий момент от рабочей нагрузки рассчитывается по выходной мощности двигателя и наименьшей частоте вращения

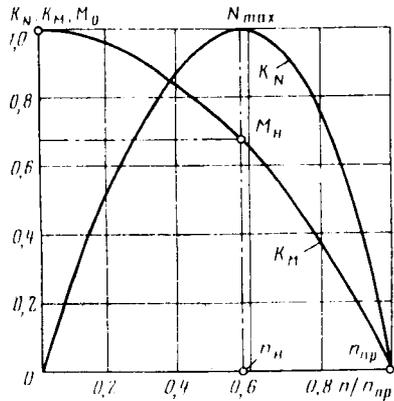


Рис. XVII.7. Безразмерная характеристика шинно-пневматической муфты

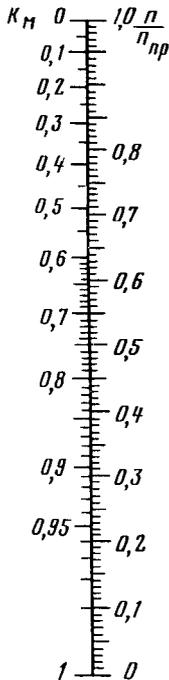
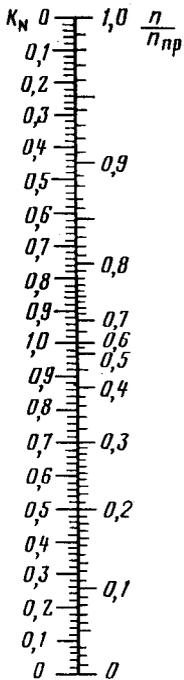
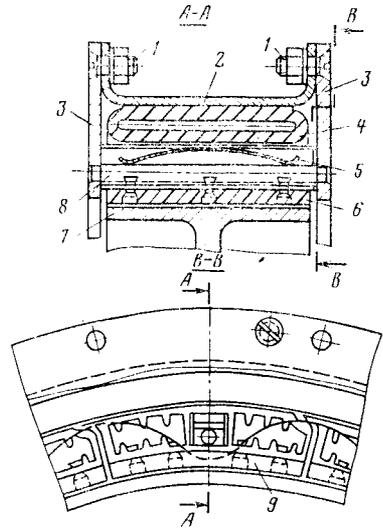


Рис. XVII.8. Графики для определения коэффициентов момента K_M и мощности K_N

Рис. XVII.9. Пневмокамерные муфты



соединяемых валов. В приложении рассматривается пример проверочного расчета шинно-пневматических муфт буровой лебедки (табл. 5П).

Пневмокамерные муфты (рис. XVII.9) отличаются от шинно-пневматических тем, что между баллоном и фрикционными накладками расположены пустотелые башмаки, обеспечивающие вентиляцию муфты и более эффективную теплоизоляцию бал-

Таблица XVII.1

Типоразмер муфты **	Максимальный момент сцепления * M_0 , кН·м	Предельная частота вращения $n_{вр}$, об/мин	Наибольшая частота включений в 1 ч	Объем камеры баллона, дм ³	Масса (без шкива), кг
МШ 300×100	3	3100	65	1,7	20
МШ 500×125	10	1800	40	7,5	40
МШ 600×200	23	1600	40	15,0	65
МШ 700×200	30	1400	40	23,0	95
МШ 900×200	55	1000	40	35,0	115
МШ 1070×200	80	670	40	46,0	145

* При давлении в камере 0,7 МПа и коэффициенте трения 0,3; ** Буквы обозначают: М — муфта, Ш — шинно-пневматическая; первое число — диаметр шкива муфты, второе число — ширина фрикционной накладки.

лона. Вследствие уменьшения нагрева долговечность муфты возрастает. Обжимная полу-муфта представляет собой кольцевую коробку, состоящую из обода 2 и дисков 3, соединенных болтами 1. В коробке установлены резиновый баллон 4 и башмаки 9, к которым крепятся фрикционные накладки 6. Башмаки изготавливают из алюминиевых сплавов. Они имеют вентиляционные окна. Через среднее окно прямоугольной формы проходит стальной поводковый палец 8, цапфы которого входят в отверстия дисков. Под давлением воздуха в баллоне башмаки перемещаются в радиальном направлении и прижимают накладки к ведомому шкиву 7. Пружины 5 при отключении муфты отжимают башмаки с накладками и удерживают их от касания со шкивом.

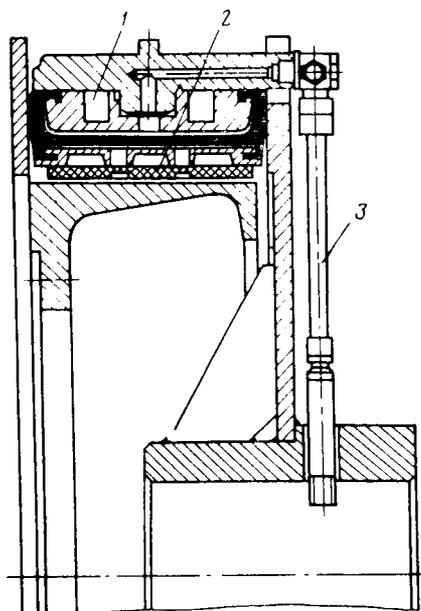


Рис. XVII.10. Многокамерные муфты

Радиальное смещение осей соединяемых валов вызывает скольжение фрикционных накладок по шкиву. Поэтому наиболее эффективно пневмокамерные муфты используются для соединения валов с расположенными на них цепными звездочками.

В многокамерных муфтах (рис. XVII.10) каждая накладка 2 снабжена отдельной пневматической камерой 1 с самостоятельным вводом 3 воздуха. Благодаря этому повышается надежность муфты, так как в случае выхода из строя одной и даже нескольких камер многокамерная муфта в отличие от шинно-пневматической и пневмокамерной сохраняет свою работоспособность.

Дисковая диафрагменная муфта (рис. XVII.11) для соединения вала 4 с цепной звездочкой 3 состоит из ступицы 2, установленной на торце вала. На наружных шлицах ступицы установлены фрикционные диски 1. Ведомая часть соединена болтами с цепной звездочкой и состоит из корпуса 5, на внутренних шлицах которого установлены опорный 6, промежуточный 7 и нажимной 9 диски. Между нажимным диском и крышкой 10 корпуса муфты установлен пустотелый диск 11 с диафрагмой 12.

Под давлением воздуха, поступающего в камеру между диафрагмой и крышкой, пустотелый диск вместе с нажимным перемещается на длину суммарного зазора между трущимися поверхностями, составляющего для двухдисковой муфты 8—14 мм в зависимости от степени износа фрикционных накладок. При дальнейшем увеличении давления происходят сцепление муфты и

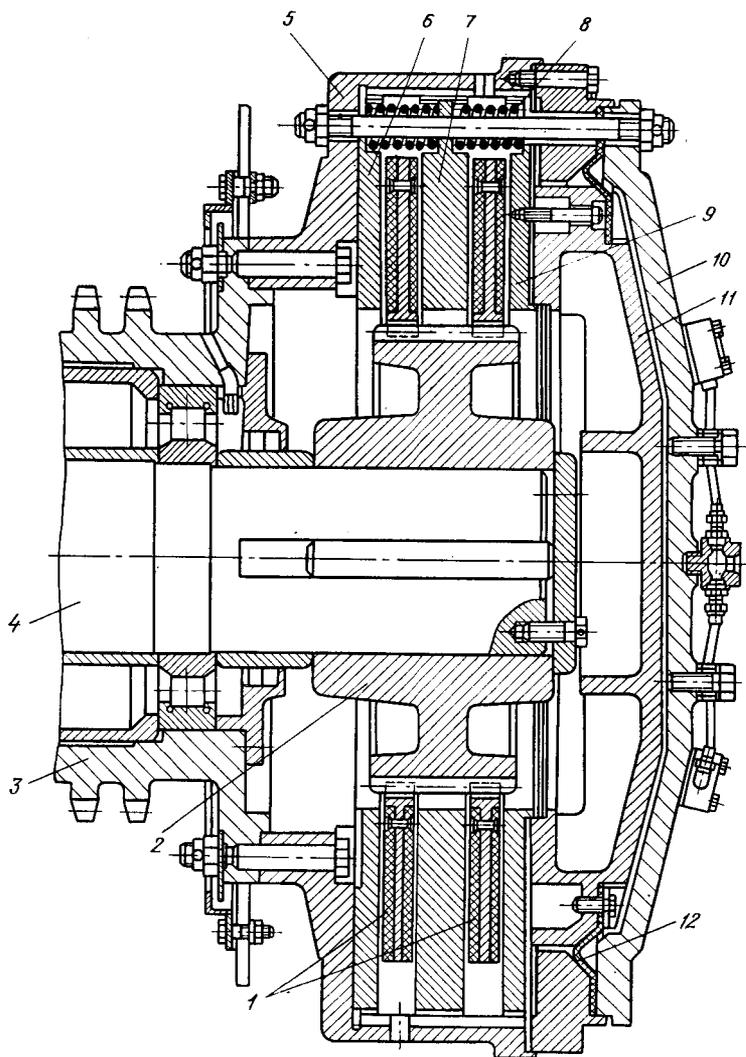


Рис. XVII.11. Дисковая диафрагменная муфта

передача вращающего момента от вала свободно сидящей на нем цепной звездочке. При выпуске воздуха из камеры пружины 8 муфты разжимаются и отводят диски в исходное положение. Нажимные устройства дисковых муфт могут быть пневмокамерного и поршневого типов.

Момент сцепления дисковой муфты не зависит от частоты ее вращения. При одинаковых габаритах дисковая муфта по сравнению с цилиндрической имеет значительно больший момент

сцепления. Например, при давлении в камере 0,7 МПа шинно-пневматическая муфта МШ 1070×200 при 500 об/мин имеет момент сцепления $M \approx 40$ кН·м, а двухдисковая муфта того же диаметра — $M = 100$ кН·м [3]. Однако дисковые муфты не допускают угловых и особенно радиальных смещений, вызывающих быстрый износ фрикционных пар. Кроме того, дисковые муфты дороже в изготовлении и хуже охлаждаются. Указанные недостатки ограничивают их применение в буровых машинах.

Момент сцепления дисковой муфты

$$M = \mu PRz, \quad (\text{XVII.3})$$

где P — осевая нагрузка, создаваемая нажимным устройством, с учетом противодействия пружин; R — радиус равнодействующей сил трения; z — число трущихся пар, равное удвоенному числу дисков с фрикционными накладками.

Радиус равнодействующей сил трения с точностью до 3 % может быть определен из выражения

$$R = (D + d)/4,$$

где D и d — наружный и внутренний диаметры фрикционного диска.

Осевая нагрузка P зависит от давления в камере нажимного устройства, ее опорной площади и противодействия пружин:

$$P = (p - p_0) F - cz_{\text{пр}} (\Delta + \delta),$$

где p — давление в камере нажимного устройства; p_0 — давление, необходимое для перемещения нажимного диска на величину суммарного зазора между дисками; F — площадь опорной поверхности камеры; c — жесткость пружины; $z_{\text{пр}}$ — число пружин в муфте; Δ — предварительный натяг пружины; δ — суммарный зазор между дисками муфты.

Подставляя полученные значения в формулу (XVII.3), получим

$$M = [(p - p_0) F - cz_{\text{пр}} (\Delta + \delta)] \frac{\mu z (D + d)}{4}.$$

Дисковые муфты выбирают согласно условию: $M \geq M_{\text{вр}}[S]$, где M — момент сцепления муфты; $M_{\text{вр}}$ — вращающий момент от действующей нагрузки; $[S]$ — запас сцепления.

Момент сцепления и другие технические параметры дисковых муфт приведены в справочниках [3, 29].

§ 4. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ МУФТЫ

Сцепление электромагнитных муфт осуществляется под действием сил магнитного притяжения, возникающих при включении постоянного тока в обмотку возбуждения муфты. В буровых установках применяются индукционные муфты скольжения, сцепляющиеся через магнитное поле, и ферропорошковые муфты, имеющие электромеханическую связь.

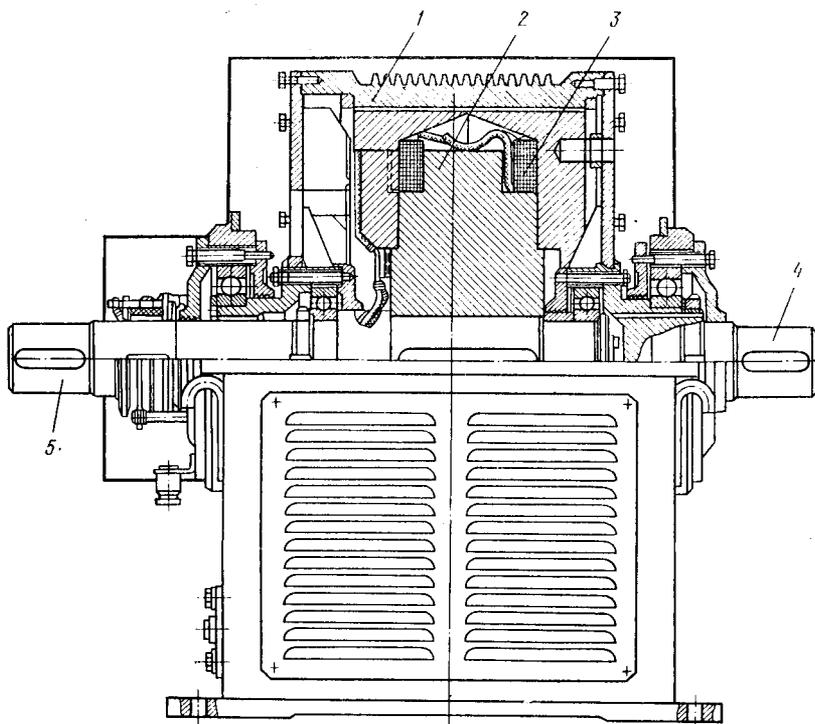


Рис. XVII.12. Электромагнитная муфта

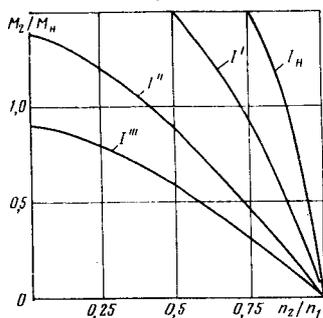


Рис. XVII.13. Механическая характеристика электромагнитной муфты скольжения:

I_{II} — номинальная сила тока возбуждения;
 $I_{II} > I' > I'' > I'''$

Электромагнитная муфта скольжения (ЭМС) состоит из концентрично расположенных якоря 1 и индуктора 2, на котором установлена обмотка возбуждения 3 (рис. XVII.12). При включении постоянного тока в обмотку возбуждения возникает магнитный поток, который наводит в якоре переменную электродвижущую силу, в результате чего возникает ток якоря. Взаимодействие тока якоря с магнитным потоком полюсов индуктора приводит к возникновению электромагнитного момента, под действием которого ведомый вал 4 начинает вращаться в направлении ведущего вала 5. Величина вращающего момента ЭМС зависит от

частоты вращения якоря относительно индуктора и силы тока возбуждения.

На рис. XVII.13 показана механическая характеристика электромагнитной муфты скольжения, выражающая в относительных координатах зависимость частоты вращения ведомого вала n_2 от величины момента сил сопротивления вращению M_2 при заданных вращающем моменте M_H и частоте вращения ведущего вала n_1 . Частота вращения ведомого вала муфты всегда меньше частоты вращения ведущего вала, так как только при скольжении в якоре возникают токи, создающие электромагнитный момент. С увеличением момента сил сопротивления M_2 частота вращения ведомого вала муфты снижается. Момент, передаваемый ЭМС, падает с уменьшением тока возбуждения.

В электромагнитной порошковой муфте (МЭП) зазор между ведущей и ведомой полумуфтами заполняется порошком из технического чистого железа. Вследствие этого возрастает магнитная проницаемость зазора и вращающий момент, передаваемый муфтой. В отличие от ЭМС вращающий момент электромагнитной порошковой муфты при неизменном токе возбуждения практически не зависит от частоты вращения. Если момент сил сопротивления, приложенный к ведомой части муфты, превышает рабочий момент МЭП, то происходит проскальзывание.

Продолжительность проскальзывания зависит от теплорассеивающей способности муфты и ограничивается допускаемой температурой нагрева обмотки возбуждения и подшипников муфты. При чрезмерном нагружении частота вращения ведомой полумуфты падает до нуля и муфта переходит в режим полного скольжения. Электромагнитные порошковые муфты выгодно отличаются от ЭМС массой, габаритами и мощностью, необходимой для возбуждения обмоток. Однако из-за износа порошка в процессе эксплуатации и смерзания его при низких температурах воздуха происходит заклинивание муфты. Эти недостатки ограничивают применение МЭП.

Техническая характеристика электромагнитных муфт

Тип муфты	ЭМС-750	МЭП-800
Момент сцепления, кН·м:		
номинальный	7,5	8
пусковой	16	10
остаточный	—	0,03
Номинальная частота вращения, об/мин	750	750
Напряжение возбуждения, В	72	130
Мощность возбуждения, кВт	5,5	0,2
Сопротивление обмотки возбуждения, Ом	0,94	54
Номинальный ток возбуждения, А	76	1,75
Момент инерции, кг·м ²	7,75	2
Масса, кг	3400	1760
Габариты, мм:		
длина	1380	1100
ширина	1260	1000
высота	1120	1000

Опыт показывает, что электромагнитные муфты значительно повышают эффективность электропривода буровых установок, обеспечивая плавное увеличение частоты вращения разгоняемых масс путем регулирования тока возбуждения. В результате этого стало возможным применение синхронных электродвигателей в приводе буровой лебедки, например в буровых установках Уралмаш 4000ЭУ, БУ5000ЭУ, БУ2500БрЭ.

Глава XVIII

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В буровых установках преимущественно используются цепные передачи. В однорядном исчислении общая длина цепей, используемых в современных буровых установках, достигает 6—7 тыс. звеньев. Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и огибающей их цепи. В зависимости от направления вращения звездочки ведущей ветвью цепи может быть как верхняя, так и нижняя. Предпочтительны передачи с верхней ведущей ветвью.

По конструктивному исполнению различают открытые и закрытые передачи с горизонтальным и наклонным расположением оси, соединяющей центры звездочек. Передачи с углом наклона к горизонту до 30° относятся к горизонтальным, с 30 до 60° — к наклонным. Вертикальные передачи имеют угол наклона оси к горизонту 60 — 90° и требуют установки дополнительных устройств для предварительного натяжения цепи.

Различают одноконтурные и многоконтурные цепные передачи. В многоконтурных между соединяемыми валами установлено несколько параллельно расположенных цепных передач с одинаковыми и разными передаточными числами.

§ 2. ТИПЫ, ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И РАЗМЕРЫ ЦЕПЕЙ

Цепь представляет собой гибкую конструкцию, собранную из последовательно соединенных жестких звеньев. Цепи, используемые для передачи механической энергии от одного вала другому, называются приводными. По конструктивным признакам приводные цепи (рис. XVIII.1) относятся к роликовым и состоят из чередующихся наружных и внутренних звеньев, каждое из которых собирается из двух пластин, напрессованных на валики 2 со шплинтом 3 или на втулки 6. Втулки снабжены роликами 7, которые при входе в зацепление со звездочкой проворачиваются относительно втулок. Благодаря этому уменьшается трение и снижается износ поверхностей контакта зубьев звездочки и

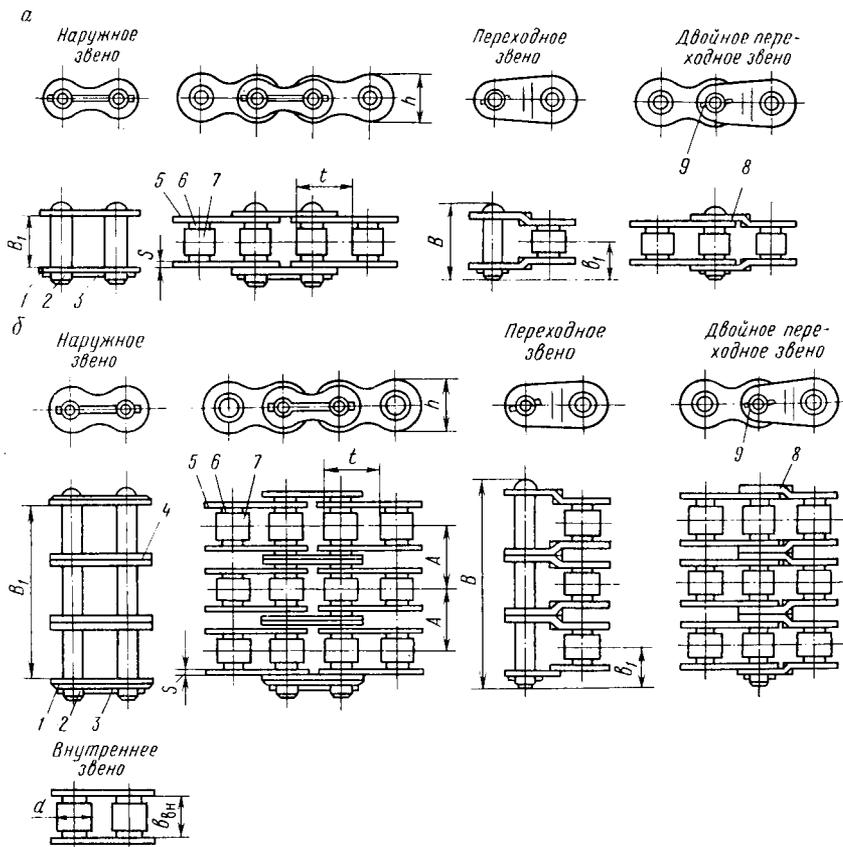


Рис. XVIII.1. Приводная роликовая цепь:
 а — однорядная; б — трехрядная

роликов. Наружные 1 и внутренние 5 пластины по контуру напоминают восьмерку.

Площадь поперечного сечения по проушинам примерно равна площади сечения пластины в средней ее части (шейке). Однако, вследствие больших местных напряжений в зоне отверстий, являющихся концентратором напряжений, усталостная прочность в поперечном сечении отверстий меньше, чем в шейке пластины. Отверстия внутренних пластин растачивают по диаметру сопрягаемых с ними втулок и больше диаметра отверстий наружных пластин, растачиваемых по диаметру валиков. Равнопрочность наружных и внутренних пластин обеспечивается за счет соответствующего увеличения ширины внутренних пластин.

Валики цепи раскатывают либо развальцовывают с одного конца, и они имеют отверстия для шплинта на другом конце. Соединительное звено является составной частью цепи и состоит

из наружной пластины с неподвижно закрепленными валиками (вилки), соединительной пластины и шплинтов. При нечетном числе звеньев цепь соединяется переходным звеном, состоящим из переходных пластин 8, валика, втулки, ролика 9.

В буровых установках вследствие больших нагрузок и скоростей преимущественно используется многорядная цепь (рис. XVIII.1, б), которая отличается от однорядной длиной B валиков и наличием промежуточных пластин 4, отличающихся от наружных диаметром отверстий. Наружные пластины соединяются с валиком с натягом, а промежуточные — с зазором 0,02 мм, облегчающим сборку многорядной цепи.

Следует отметить, что номинальный шаг внутренних пластин равен шагу цепи. У наружных пластин номинальный шаг меньше шага цепи на величину зазора между втулкой и валиком, а у промежуточных пластин — на величину зазора между отверстием пластины и валиком. При натяжении цепи зазоры выбирают, а шаги внутренних и внешних звеньев выравнивают. В результате этого обеспечивается равномерное нагружение наружных и промежуточных пластин. В отличие от наружных и внутренних пластин промежуточные изготавливают без фаски на внешнем контуре. Ниже приведены основные размеры пластин (в мм) для цепи с шагом $t = 50,8$ мм.

Тип пластины	Внутренняя	Наружная	Промежуточная
Ширина пластины	46	40	40
Ширина шейки пластины	32	27	27
Диаметр отверстия под валики	—	$14,1^{+0,035}$	$14,31^{+0,035}$
Диаметр отверстия под втулку	$20,57^{+0,045}$	—	—
Шаг пластины	$50,8^{+0,11}$	$50,72^{+0,055}_{-0,055}$	$50,65^{+0,055}_{-0,055}$
Длина пластины	96,8	92,7	92,7
Фаска	1,5	1,5	—
Толщина пластины, s	6,4	6,4	6,4
Масса, кг	0,146	0,128	0,128

Пластины цепи изготавливают из холоднокатаного проката повышенной точности, получаемого из стали марки 30ХНЗА. После термообработки пластины имеют твердость НРС 38—45. При вырубке продольная ось пластин должна быть расположена вдоль волокон металла. Как показали сравнительные испытания, принятая марка стали обладает достаточным сопротивлением усталости, хорошей обрабатываемостью и стабильными механическими свойствами после термообработки. Толщина пластины — расчетный параметр цепи, определяющей ее прочность.

Валик, неподвижно закрепляемый в отверстиях пластин наружного звена, представляет собой цилиндрический стержень с коническими торцами, облегчающими сборку цепи. В собранной цепи конические торцы валиков раскатывают либо развальцовывают. Валики должны обладать достаточной прочностью, износостойкостью и сопротивлением ударным нагрузкам. От диаметра валика зависят прочность цепи и контактное давление в шарнире цепи. Изготавливают валики из стали марки 12ХНЗА

по ГОСТ 4543—71 либо из стали марки 25Н3 по ЧМТУ/ЦНИИЧМ 377—60, цементируют на глубину 0,05—0,08 от их диаметра, и после термообработки они имеют твердость поверхности HRC 54—61 и сердцевины HRC 43—48. Концы валиков перед раскаткой подвергают отжигу.

Втулки цепи изготовляют из стали марки 12ХН3А или 12ХН2 и подвергают цементации на глубину 0,3—0,7 мм для цепей с шагом 31,75 и 38,1 мм и 0,4—0,8 мм — с шагом 44,45—63,5 мм. Твердость после термообработки HRC 54—61. Втулки входят в отверстия пластины с натягом и для устранения среза металла торцы их по наружному диаметру скругляют. Часть поверхности втулки, контактирующая с отверстием пластины, желательнее полировать.

Ролики цепи непосредственно контактируют с зубьями звездочек и подвергаются ударам и износу. Диаметр ролика выбирают в зависимости от шага цепи. Он является исходным параметром для построения профиля звездочки. Изготавливают их из стали марки 30ХН3А и закаливают до твердости HRC 45—52.

Соединения валик — пластина и втулка — пластина, собираемые с натягом, проверяют на проворачивание. Крутящие моменты, необходимые для проворачивания втулок и валиков относительно пластины, возрастают с увеличением шага цепи и должны быть в пределах, регламентированных техническими требованиями ГОСТ 21834—76.

Число деталей, используемых для сборки цепи, зависит от рядности и числа шагов (звеньев):

наружных пластин $z_n = L_t$;

промежуточных пластин $z_{п} = (a-1) L_t$;

внутренних пластин $z_{вн} = a L_t$;

валиков $z_{вал} = L_t$;

втулок и роликов $z_{вт} = z_p = a L_t$ (L_t — длина цепи в шагах; a — число рядов цепи).

Число шплинтов равно числу соединительных звеньев.

Роликовые цепи характеризуются следующими геометрическими параметрами (см. рис. XVIII.1): шаг t , диаметр ролика d , расстояние между внутренними пластинами $b_{вн}$, ширина цепи B .

Шаг цепи измеряется расстоянием между осями двух роликов внутренних и наружных звеньев при натянутом состоянии цепи под нагрузкой, равной 0,01 от разрушающей нагрузки. Различают действительный шаг, измеряемый между смежными звеньями, и средний шаг, определяемый как частное от деления длины некоторого отрезка цепи на число звеньев, входящих в данный отрезок: $t = l_{ц}/m_t$.

Число звеньев в измеряемом отрезке зависит от шага:

Шаг, мм	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	51,15	63,5
Число звеньев	49	47	39	33	29	25	23

В изношенной цепи шаг внутренних и наружных звеньев неодинаков, поэтому необходимо определять средний шаг $t_{ср}$ на

отрезке цепи, содержащем не менее десяти четных чисел звеньев. Удлинение цепи (вытяжка) вследствие износа шарниров

$$\Delta = \frac{t_{\text{ср}} - t}{t} 100 \%$$

Диаметр ролика d определяет радиусы впадин сопряжения и головки зуба звездочек. Отношение шага к диаметру ролика принимается за геометрическую характеристику зацепления цепи $\lambda = t/d$. Расстояния между внутренними пластинами $b_{\text{вн}}$ и между осями рядов A цепи определяют размеры поперечного профиля звездочки.

Разрушающая нагрузка P_p цепи соответствует минимальной статической нагрузке, при которой начинается разрушение цепи, и определяется путем растяжения цепи на универсальных разрывных машинах.

Технические условия на приводные роликовые цепи буровых установок регламентируются ГОСТ 21834—76, которым также предусматривается изготовление цепей двух типов: нормальных Н и тяжелых Т (с утолщенными пластинами). Нормальные цепи легче тяжелых и могут работать при более высоких (на 10—15 %) скоростях движения цепи. Однако при малых и средних скоростях они имеют меньший срок службы (на 10—15 %).

Типоразмеры и основные параметры цепей (в мм) для буровых установок приведены в табл. XVIII.1 (ГОСТ 21834—76).

Цепи для буровых установок должны удовлетворять следующим техническим требованиям:

крутящие моменты при испытании на проворачивание валика в пластине должны быть в пределах 18—160 Н·м и втулок в пластине — 11—100 Н·м в зависимости от шага и типа цепи;

предельные отклонения длины измеряемого отрезка цепи, состоящего из 11 звеньев, от номинального значения должны быть только положительными и составлять 0,15 %;

предельное отклонение действительного шага от его номинального значения по длине цепи, а также разность действительных шагов в каждом ряду по ширине цепи должны строго соответствовать принятым нормам;

разность посадочных размеров промежуточных пластин одного наружного звена не должна быть более 0,02 мм для цепей с шагом от 25,4 до 38,1 мм и не более 0,03 мм для цепей с шагом от 44,45 до 63,5 мм;

предельная амплитуда напряжений промежуточных пластин должна быть не менее 50 МПа при базе испытаний $5 \cdot 10^6$ циклов, для чего рекомендуется упрочнять их путем дорнования и обжатия краев отверстий;

каждая собранная цепь должна быть обтянута в течение не менее 1 мин на стенде при нагрузках 0,25—0,33 от соответствующей разрушающей нагрузки;

ресурс цепи до списания должен быть не менее 3000 ч при коэффициенте запаса по сопротивлению усталости, равном 1,1;

Таблица XVIII.1

Обозначение цепи		Ширина цепи B , не более		Расстояние между наружными пластинами B_1 , не более		Разрушающая нагрузка P_p , кН	Масса 1 м цепи, кг	
Н	Т	Н	Т	Н	Т		Н и Т	Н
$t = 25,4; b_{BH} = 15,88; d = 15,88; h = 24,13$ тип Н: $A = 29,29; b_1 = 22; s = 3,2$ тип Т: $A = 32,59; b_1 = 24; s = 4$								
1Н-25,4	1Т-25,4	39	42	23,5	24,9	65	2,7	3
2Н-25,4	2Т-25,4	68	75	53	57,0	130	5,4	6
3Н-25,4	3Т-25,4	98	107	82	89,5	195	8,1	9
4Н-25,4	4Т-25,4	127	140	111,5	122	260	10,2	12
6Н-25,4	6Т-25,4	185	205	170,5	187,5	390	16,2	18,0
8Н-25,4	8Т-25,4	244	270	229,0	252,5	520	21,6	24,0
$t = 31,75; b_{BH} = 19,05; d = 19,05; h = 30,18$ тип Н: $A = 35,76; b_1 = 26; s = 4$ тип Т: $A = 39,10; b_1 = 28; s = 4,8$								
1Н-31,75	1Т-31,75	46	50	28,5	30,0	100	4,0	4,6
2Н-31,75	2Т-31,75	82	89	64,5	69,0	200	8,0	9,2
3Н-31,75	3Т-31,75	118	127	100,0	108,0	300	12,0	13,8
4Н-31,75	4Т-31,75	153	166	136,0	147,0	400	16,0	18,4
6Н-31,75	6Т-31,75	225	245	208,0	225,0	600	24,0	27,6
8Н-31,75	8Т-31,75	297	322	279,0	303,0	800	32,0	36,8
$t = 38,1; b_{BH} = 25,4; d = 22,23; h = 36,10$ тип Н: $A = 45,44; b_1 = 31; s = 4,8$ тип Т: $A = 48,87; b_1 = 33; s = 5,6$								
1Н-38,1	1Т-38,1	57	61	36,4	38,0	150	5,6	6,4
2Н-38,1	2Т-38,1	103	110	81,5	86,5	300	11,2	12,4
3Н-38,1	3Т-38,1	148	158	127,0	135,0	450	16,8	19,2
4Н-38,1	4Т-38,1	194	207	172,0	184,0	600	22,4	25,6
6Н-38,1	6Т-38,1	284	304	263,5	282,0	900	33,6	38,4
8Н-38,1	8Т-38,1	375	402	354,5	379,5	1200	44,8	51,2
$t = 44,45; b_{BH} = 25,4; d = 25,4; h = 42,24$ тип Н: $A = 48,87; b_1 = 34; s = 5,6$ тип Т: $A = 52,20; b_1 = 36; s = 6,4$								
1Н-44,45	1Т-44,45	61	64	38,3	39,0	200	7,7	8,4
2Н-44,45	2Т-44,45	110	116	87,0	91,5	400	15,4	16,8
3Н-44,45	3Т-44,45	159	168	136,0	143,5	600	23,1	25,2
4Н-44,45	4Т-44,45	208	220	184,5	195,5	800	30,8	33,6
6Н-44,45	6Т-44,45	305	324	282,5	300,0	1200	46,2	50,4
8Н-44,45	8Т-44,45	403	429	380,0	404,5	1600	61,6	67,2
$t = 50,8; b_{BH} = 31,75; d = 28,58; h = 48,26$ тип Н: $A = 58,55; b_1 = 39; s = 6,4$ тип Т: $A = 61,90; b_1 = 41; s = 7,2$								
1Н-50,8	1Т-50,8	70	73	46,3	47,9	250	10,0	10,6
2Н-50,8	2Т-50,8	128	135	104,5	109,5	500	20,0	21,2
3Н-50,8	3Т-50,8	187	197	163,0	171,0	750	30,0	31,8
4Н-50,8	4Т-50,8	245	259	221,0	233,0	1000	40,0	42,4
6Н-50,8	6Т-50,8	362	383	338,0	357,0	1500	60,0	63,6

Продолжение табл. XVIII.1

Обозначение цепи		Ширина цепи B , не более		Расстояние между наружными пластинами B_1 , не более		Разрушающая нагрузка P_p , кН	Масса 1 м цепи, кг	
Н	Т	Н	Т	Н	Т		Н	Т
$t = 57,15; b_{BH} = 37,75; d = 35,70; h = 54$ тип Н: $A = 65,84; b_1 = 42; s = 7,2$ тип Т: $A = 69,16; b_1 = 44; s = 8$								
1Н-57,15	1Т-57,15	78	82	52,0	53,6	340	13,7	15,6
2Н-57,15	2Т-57,15	144	152	117,5	122,5	680	27,4	31,2
3Н-57,15	3Т-57,15	210	222	183,0	191,0	1020	41,1	46,8
4Н-57,15	4Т-57,15	276	289	249,0	260,5	1360	54,8	62,4
$t = 63,5; b_{BH} = 38,1; d = 39,67; h = 60,32$ тип Н: $A = 72,06; b_1 = 48; s = 8$ тип Т: $A = 78,13; b_1 = 52; s = 9,5$								
1Н-63,5	1Т-63,5	88	95	56,0	59,0	430*	16,5	20,0
2Н-63,5	2Т-63,5	160	173	128,0	137,5	860*	33,0	40,0
3Н-63,5	3Т-63,5	231	251	200,0	215,5	1290*	49,5	60,0
4Н-63,5	4Т-63,5	304	304	272,0	294,0	1720*	66,0	80,0

* Для цепей типа 1Т, 2Т, 3Т, 4Т разрушающая нагрузка равна соответственно 520; 1040; 1560; 2080 кН.

собранный цепь должна иметь легкую (без заедания) подвижность в шарнирных соединениях, проверяемую поворотом звеньев цепи рукой на 90° ;

цепи не должны иметь пропеллерности и серповидности, препятствующих замыканию цепи в контур усилием руки;

детали цепи не должны иметь окалины, трещины, заусенцев и коррозии;

для защиты от коррозии пластины цепей подвергаются фосфатированию;

длина цепи устанавливается по согласованию с потребителем.

Примеры условных обозначений. Цепь однорядная нормальная с шагом 38,1 мм: 1Н-38,1 ГОСТ 21834—76. Цепь трехрядная тяжелая с шагом 44,45 мм: 3Т-44,45 ГОСТ 21834—76. Переходное звено однорядной цепи нормального типа с шагом 50,8 мм: П-1Н-50,8 ГОСТ 21834—76. Переходное звено двухрядной цепи тяжелого типа с шагом 50,8 мм: П-2Т-50,8 ГОСТ 21834—76.

§ 3. ЗВЕЗДОЧКИ К ЦЕПЯМ

Колеса цепных передач в отличие от зубчатых называются звездочками. Долговечность и надежность цепной передачи значительно зависят от правильного выбора формы зуба, материала, термообработки и точности изготовления звездочек. Форма зуба

Т а б л и ц а XVIII.2

Параметры	Расчетная формула
Шаг цепи t	По ГОСТ 21834—76
Диаметр ролика цепи d	То же
Число зубьев z	По конструктивным соображениям
Диаметр делительной окружности d_d	$d_d = t \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$
Диаметр окружности выступов D_e	$D_e = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right)$
Диаметр окружности впадин D_i	$D_i = d_d - 2r$
Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев) L_x	$L_x = d_d \cos \frac{95^\circ}{z} - 2r$
Радиус впадины r	$r = 0,5025D + 0,05$
Радиус сопряжения r_1	$r_1 = 0,8D + r = 1,3025D + 0,05$
Радиус головки зуба r_2	$r_2 = D (1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05$
Половина угла впадины α	$\alpha = 55^\circ - 60^\circ / z$
Угол сопряжения β	$\beta = 18^\circ - 56^\circ / z$
Половина угла зуба φ	$\varphi = 17^\circ - 64^\circ / z = 90^\circ - 180^\circ / z - (\alpha + \beta)$
Прямой участок профиля FG	$FG = (1,24 \sin \varphi - 0,8 \sin \beta)$
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба OO_2	$OO_2 = 1,24$
Смещение центров дуг впадин e	$e = 0,03t$
Координаты точек:	
x_1	$x_1 = 0,8D \sin \alpha$
y_1	$y_1 = 0,8D \cos \alpha$
x_2	$x_2 = 1,24D \sin 180^\circ / z$
y_2	$y_2 = 1,24D \sin 180^\circ / z$

менять в особо точных передачах. В буровых установках применяются звездочки со смещенными центрами дуг впадин, отличающиеся тем, что впадина зуба очерчивается из двух центров, смещенных на величину $e = 0,03t$.

Расчет и построение теоретического (исходного) профиля зубьев выполняются в соответствии с рис. XVIII.2 и табл. XVIII.2. Диаметр окружности выступов следует вычислять с точностью до 0,1 мм, остальные линейные размеры — до 0,01 мм, а угловые — до 1'. Расчет и построение основных размеров зубьев и венцов однорядной, двухрядной и многорядной звездочек в поперечном

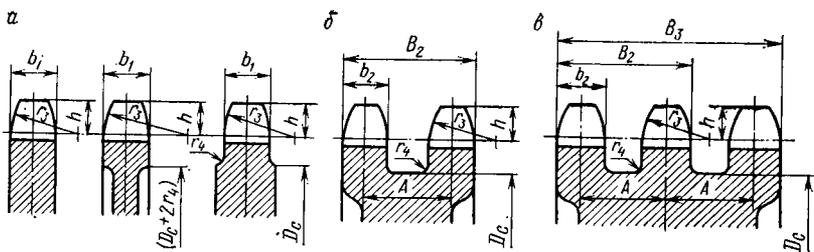


Рис. XVIII.3. Профиль зубьев и венцов звездочек в поперечном сечении: а — однорядные; б — двухрядные; в — трехрядные

сечении следует выполнять в соответствии с рис. XVIII.3 и табл. XVIII.3.

Наиболее распространены звездочки, у которых сечение зуба в плане представляет собой прямоугольник (рис. XVIII.4, а). Для устранения перекосов при контакте роликов цепи с зубьями звездочки необходимо обеспечить перпендикулярность образующей зуба к торцу венца и параллельность с осью отверстия ступицы. Выпуклая форма сечений зуба (рис. XVIII.4, в), обеспечивающая нормальную работу передачи в случае относительного смещения звездочек, более сложная в изготовлении.

Искажение профиля зубьев звездочек ухудшает работу передач и приводит к преждевременным разрушениям цепи. Поэтому материал и термообработка должны обеспечить прочность и износостойкость зубьев. В цепных передачах буровых установок

Т а б л и ц а XVIII.3

Параметры	Расчетная формула
Диаметр ролика цепи d	По ГОСТ 21834—76
Ширина пластины b	То же
Расстояние между внутренними пластинами $b_{вн}$	»
Расстояние между осями цепи A	»
Радиус закругления зуба (наименьший) r_3	$r_3 = 1,7d$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений h	$h = 0,8d$
Диаметр обода (наибольший) D_c	$D_c = t \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} - 1,3b$
Радиус закругления r_4 при шаге t	
≤ 35 мм	$r_4 = 1,6$
> 35 мм	$r_4 = 2,5$
Ширина зуба звездочки:	
однорядной b_1	$b_1 = 0,93 \quad b_{вн} = 0,15$
двух- и трехрядной b_2	$b_2 = 0,90 \quad b_{вн} = 0,15$
многорядной b_n	$b_n = 0,86 \quad b_{вн} = 0,3$
Ширина венца многорядной звездочки B_n	$B_n = (n-1)A + b_n$

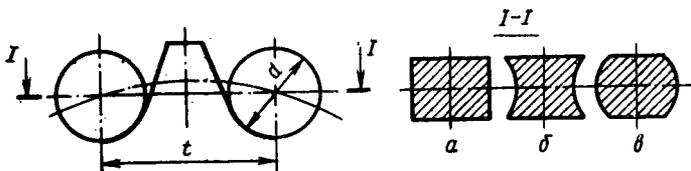


Рис. XVIII.4. Профиль зубьев звездочек в сечении (плане):
a — прямолинейный; *b* — вогнутый; *v* — выпуклый

звездочки изготавливают из сталей марок 40X, 40Г2, 50Г2, 35ГС, 40ХНЛ9Ф с поверхностной закалкой до твердости HRC 42—52. Предельные отклонения и допуски на шаг, диаметр окружности выступов, впадин и другие конструктивные размеры зубьев в зависимости от шага и числа зубьев звездочки регламентируются ГОСТ 591—69.

§ 4. ОСНОВНЫЕ СИЛОВЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Работающая цепь испытывает нагрузки от натяжений в ведущей и ведомых ветвях. В ведомой ветви действуют натяжения от центробежных сил и провисания цепи:

$$P_2 = P_{\text{ц}} + P_f, \quad (\text{XVIII.1})$$

где $P_{\text{ц}}$ — натяжение, вызываемое центробежными силами; P_f — натяжение от провисания цепи.

Натяжение, вызываемое центробежными силами,

$$P_{\text{ц}} = qv^2, \quad (\text{XVIII.2})$$

где q — масса 1 м цепи; v — скорость цепи, м/с.

Натяжение от провисания ведомой ветви

$$P_f = 9,8K_f q A, \quad (\text{XVIII.3})$$

где A — межкосевое расстояние, м; $K_f = 1 + 5 \cos^2 \gamma$ — коэффициент, учитывающий угол γ наклона линии центров звездочек к горизонту.

В ведущей ветви нагрузка P_1 суммируется из полезного усилия P , динамической нагрузки P_d и натяжения P_2 ведомой ветви:

$$P_1 = P + P_d + P_2, \quad (\text{XVIII.4})$$

Динамические нагрузки вызываются неравномерностью движения цепи и ведомой звездочки, технологическими погрешностями, допущенными при изготовлении и монтаже цепи и звездочек. На динамику цепных передач неблагоприятно влияет относительное удлинение цепи в результате износа ее шарнирных соединений. Длина ведущей ветви цепной передачи изменяется также вследствие радиальных биений валов, зубчатых венцов и

наличия зазоров между ступицей звездочки и валом. Поэтому погрешности изготовления и монтажа цепных передач должны быть в пределах допускаемых значений. На практике при расчете цепных передач буровых установок динамические нагрузки учитываются коэффициентом перегрузки.

Детали цепи испытывают повторно-переменные асимметричные нагрузки. Для цепи средняя нагрузка

$$P_{cp} = (P_1 + P_2)/2, \quad (\text{XVIII.5})$$

а амплитуда

$$P_a = (P_1 - P_2)/2. \quad (\text{XVIII.6})$$

Однократная смена нагрузок, происходящая за один оборот цепи, соответствует одному циклу нагружения. Период одного цикла $T_{ц}$ зависит от длины и скорости цепи:

$$T_{ц}v = L = L_t t, \quad (\text{XVIII.7})$$

откуда

$$T_{ц} = \frac{L_t t}{v} = \frac{60L_t}{zn},$$

где L и L_t — длина замкнутого контура цепи, в мм и шагах; $v = zntn/60$ — средняя скорость цепи, мм/с; t — шаг цепи, мм; n — частота вращения звездочки, об/мин.

За время T (в ч) число циклов нагружения

$$N_{ц} = T/T_{ц} = 60Tzn/L_t. \quad (\text{XVIII.8})$$

Из полученной формулы следует, что в течение заданного времени число циклов нагружения одновременно работающих цепей может быть различным в связи с их разной длиной и скоростью.

Передаточное число определяется из равенства средней скорости цепи на быстроходной и тихоходной звездочках:

$$z_1 t n_1 = z_2 t n_2,$$

откуда

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1,$$

где n_1 , z_1 — частота вращения и число зубьев быстроходной звездочки; n_2 , z_2 — то же, тихоходной звездочки.

В пределах одного оборота действительная скорость цепи изменяется вследствие того, что, по существу, звездочка является не цилиндром, а многогранником. С увеличением числа зубьев звездочки скорость становится более равномерной, что способствует снижению уровня динамических нагрузок в цепи и других элементах привода.

Соотношение между моментом M (в кН·м) и передаваемой мощностью N (в кВт) определяется по известной формуле

$$M = N/\omega = 9,55N/n \approx N/0,1n. \quad (\text{XVIII.9})$$

Полезное усилие или нагрузка на цепь

$$P = 2M/d_d, \quad (\text{XVIII.10})$$

где d_d — диаметр делительной окружности звездочки.

Из треугольника с вершинами в центре звездочки и в центрах двух смежных шарниров цепи, находящихся в зацеплении со звездочкой на ее делительной окружности

$$d_d = t/\sin \frac{\pi}{z}. \quad (\text{XVIII.11})$$

Принимая $\sin \frac{\pi}{z} \approx \frac{\pi}{z}$, получаем

$$d_d = tz/\pi.$$

Момент на ведомом валу

$$M_2 = \eta_t M_1. \quad (\text{XVIII.12})$$

К. п. д. цепной передачи зависит от потерь мощности на трение в шарнирах цепи и подшипниках. Для точно изготовленных передач на подшипниках качения со струйной смазкой цепи к. п. д. составляет 0,96—0,98. В расчетах цепных передач буровых установок независимо от шага и числа рядов цепи принимается $\eta = 0,97$. Расчетная нагрузка на валы цепной передачи несколько больше полезного окружного усилия вследствие натяжения цепи от веса и равна для горизонтальной передачи $P_B = 1,15 P$; для вертикальной передачи $P_B = 1,05 P$.

§ 5. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Цепные передачи буровых установок рассчитывают и проектируют согласно отраслевому РТМ 26-02-14—82. Число зубьев звездочек выбирают с учетом кинематики буровой установки, передаваемой нагрузки (мощности), габаритов и других конструктивных требований. Число зубьев меньшей звездочки, которая в передачах буровых установок преимущественно является ведущей, ограничивается значениями, приведенными ниже.

Шаг цепи, мм	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5
Минимально допустимое число зубьев меньшей звездочки	21			19		17

В приводе буровых насосов вследствие повышенных требований к плавности работы передач число зубьев меньшей звездочки рекомендуется принимать не менее 25. Число зубьев звездочек влияет на долговечность и надежность цепных передач. С увеличением числа зубьев звездочек повышается линейная скорость цепи и при заданном вращающем моменте пропорционально снижается натяжение цепи. При этом одновременно уменьшаются углы поворота в шарнирах цепи и работа сил трения, а также

контактное давление и сила удара при зацеплении роликов цепи с зубьями звездочек. Все это благоприятно сказывается не только на долговечности и надежности цепных передач, но и на равномерности вращения и бесшумности работы передачи и должно учитываться при выборе числа зубьев звездочек.

Число зубьев большей звездочки ограничивается смещением цепи по профилю зубьев при износе и вытягивании цепи. При большем числе зубьев даже небольшое вытягивание цепи приводит к значительному смещению цепи по профилю зубьев

звездочки. В результате этого нарушается нормальное зацепление и сокращается срок службы цепей. Согласно установившейся практике в буровых установках, число зубьев большей звездочки принимается не более 80—85. Передаточное число не превышает 4,5 и ограничивается допускаемыми габаритами передачи и углом обхвата звездочек цепью.

Предпочтительно нечетное число зубьев звездочек и особенно малой звездочки. Сочетание четного числа звеньев цепи с нечетным числом зубьев звездочек способствует равномерному износу цепи и зубьев. Наиболее благоприятны в отношении износа числа зубьев малой звездочки из ряда простых чисел. При отсутствии конструктивных ограничений по габаритам число зубьев меньшей звездочки рекомендуется выбирать в зависимости от передаточного числа:

i	...	1	2	3	4	5	6	7	8
z_1	...	27	25	23	21	19	17	15	13

Шаг цепи выбирают в зависимости от частоты вращения меньшей звездочки. На рис. XVIII.5 приведена диаграмма предельной частоты вращения меньшей звездочки ненагруженной цепной передачи для нормальных и тяжелых типов цепей различного шага. Превышение установленной для каждого шага цепи предельной частоты вращения меньшей звездочки не допускается, так как это приводит к преждевременному выходу из строя цепи в результате разрушений и заеданий в ее шарнирных парах. Зная число зубьев и частоту вращения меньшей звездочки, по диаграмме (рис. XVIII.5) можно выбрать необходимый шаг цепи.

При работе передачи под нагрузкой шаг цепи выбирают из условий:

в приводе буровых насосов и ротора, который характеризуется длительным режимом работы $n_{max} \geq 1,25 n$;

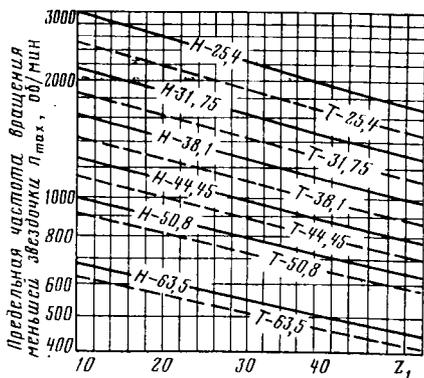


Рис. XVIII.5. График для определения предельной частоты вращения меньшей звездочки ненагруженной цепной передачи

в приводе подъемного механизма, отличающемся повторнократковременным режимом работы $n_{\max} \geq 1,11 n$ (n — максимальная частота вращения меньшей звездочки; n_{\max} — предельная частота вращения меньшей звездочки с заданным числом зубьев и выбранным шагом цепи при ненагруженной передаче (определяется по рис. XVIII.5).

При выборе шага цепи учитывают межцентровое расстояние передачи и передаваемую мощность. Для двухзвенных цепных передач выбранный шаг должен удовлетворять условию [12]:

$$0,0125A \leq t \leq 0,05A, \quad (\text{XVIII.13})$$

где A — межцентровое расстояние.

Если по условиям прочности может быть использована цепь с меньшим шагом, ее следует принимать как более предпочтительную по сравнению с цепью большего шага, выбранного по частоте вращения звездочки.

Число рядов выбирают на основе расчета цепи на статическую прочность или выносливость и износостойкость. Цепи рассчитывают на прочность по предельным нагрузкам, вызывающим в опасных сечениях деталей предельные напряжения, равные пределу прочности либо пределу усталости:

$$P_{\text{пр}} = F \sigma_{\text{пр}}, \quad (\text{XVIII.14})$$

где $P_{\text{пр}}$ — предельная нагрузка; $\sigma_{\text{пр}}$ — предельное напряжение; F — площадь опасного сечения деталей цепи, зависящая от типа и шага цепи.

Площадь опасных сечений роликовых цепей определяется по формулам:

для внутренних пластин

$$F = m(b - d_{\text{вт}})s, \quad (\text{XVIII.15})$$

для наружных пластин

$$F = m(b_1 - d)s, \quad (\text{XVIII.16})$$

где m — число одноименных пластин в одном ряду; b — ширина проушины внутренней пластины; b_1 — ширина проушины наружной пластины; $d_{\text{вт}}$ — наружный диаметр втулки; d — диаметр валика; s — толщина пластины.

В расчетах на статическую прочность предельную нагрузку можно найти по пределу прочности материала пластин, а в расчетах на выносливость — по предельной амплитуде напряжений промежуточных пластин. Как указывалось ранее, для цепей буровых установок предельная амплитуда промежуточных пластин принимается равной 50 МПа.

Зная число зубьев и шаг звездочки, расчет цепи на прочность удобно выполнять по предельному моменту:

$$M_{\text{пр}} = P_{\text{пр}} \frac{d_d}{2} = P_{\text{пр}} \frac{z_1 t}{2\pi}, \quad (\text{XVIII.17})$$

где d_d — диаметр делительной окружности; z_1 — число зубьев меньшей звездочки; t — шаг звездочки (цепи).

Предельная мощность, передаваемая цепью заданного типоразмера:

$$N_{\text{пр}} = M_{\text{пр}} \omega_1 = M_{\text{пр}} \frac{\pi n_1}{30} \approx 0,1 M_{\text{пр}} n_1, \quad (\text{XVIII.18})$$

где ω_1 , n_1 — угловая скорость и частота вращения меньшей звездочки.

Цепи рассчитывают на статическую прочность независимо от числа циклов их нагружения. Условие статической прочности цепи определяется выражением

$$S = P_p / P_{\text{max}} \geq [S], \quad (\text{XVIII.19})$$

где S — коэффициент запаса по разрушающей нагрузке; P_p — разрушающая нагрузка; P_{max} — максимальная нагрузка; $[S] = 3,5$ — допускаемый коэффициент запаса по разрушающей нагрузке.

Максимальная нагрузка на цепь определяется:

в приводе подъемного механизма — по максимальной нагрузке на крюке для соответствующей скорости подъема;

для тихоходной передачи на подъемный вал — по допускаемой нагрузке на крюке;

в приводе буровых насосов и ротора

$$P_{\text{max}} = PK_{\text{п}}, \quad (\text{XVIII.20})$$

где P — нагрузка на цепь, рассчитанная исходя из мощности либо момента, передаваемых насосу и столу ротора; $K_{\text{п}}$ — коэффициент перегрузки.

Нагрузка на цепь или полезное окружное усилие определяется по радиусу делительной окружности звездочки и составляет в зависимости:

от вращающего момента

$$P = 2\pi 1000 M / tz; \quad (\text{XVIII.21})$$

от мощности

$$P = 60 \cdot 1000 N / tzn, \quad (\text{XVIII.22})$$

где M — крутящий момент, передаваемый звездочкой; N — мощность, передаваемая цепью; P — нагрузка на цепь; t — шаг цепи; z — число зубьев звездочки; n — частота вращения звездочки.

Значения коэффициента перегрузки $K_{\text{п}}$, учитывающего влияние на статическую прочность и выносливость динамических нагрузок, для цепных передач буровых установок с дизель-гидравлическим приводом и электроприводом на постоянном токе приведены ниже.

Буровой насос	Двухпоршневой	Трехпоршневой
Передача, работающая в приводе бурового насоса	1,80	1,55
Передачи, суммирующей трансмиссии, работающие в приводе буровых насосов и контрприводе буровых насосов, в случае передач на насос		

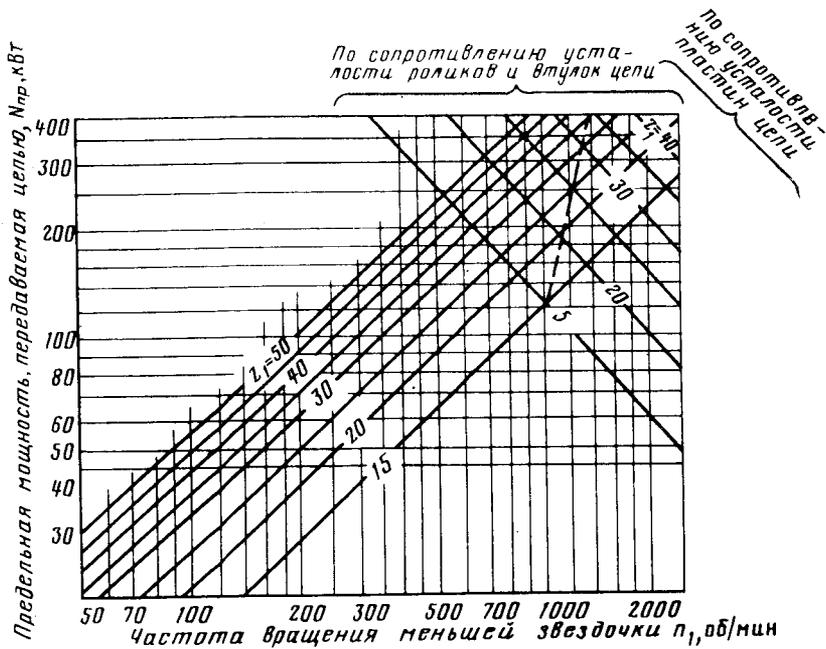


Рис. XVIII.6. График для определения предельной мощности, передаваемой одним рядом многорядной цепи типа H-38,1

цепная	1,8	1,55
клиноремная	1,4	1,25
Передачи, работающие в приводе ротора		1,25
Передачи, работающие в приводе подъемного механизма		1

При дизель-механическом приводе и электроприводе на переменном токе значения коэффициента перегрузки следует увеличить в 1,2 раза.

Опыт показывает, что при достаточной смазке работоспособность цепных передач лимитируется сопротивлением пластин усталости. Согласно принятым рекомендациям, цепи рассчитывают на сопротивление усталости, если число циклов их нагружения $N \geq 10^4$. Формулы, определяющие сопротивление цепи усталости, приведены ниже.

Коэффициент запаса

$$n = \frac{N_{пр1} K_f K_a K_L K_K}{N K_{п} K_s} \geq [n]; \quad (XVIII.23)$$

$$n = \frac{M_{пр1} K_f K_a K_L K_K}{M K_{п} K_s} \geq [n], \quad (XVIII.24)$$

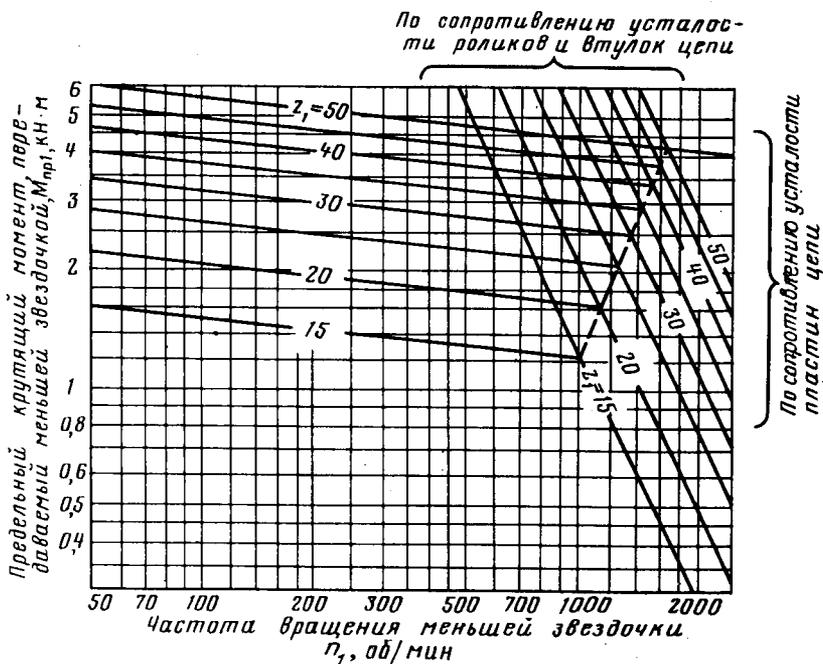


Рис. XVIII.7. График для определения предельного крутящего момента, передаваемого одним рядом многорядной цепи типа Н-38,1

Допустимая нагрузка

$$[N] \leq \frac{N_{\text{пр1}} K_K K_t K_a K_L}{[n] K_n K_\varepsilon}; \quad (\text{XVIII.25})$$

$$[M] = \frac{M_{\text{пр1}} K_t K_a K_L K_K}{[n] K_n K_\varepsilon}. \quad (\text{XVIII.26})$$

Ниже рассматриваются значения величин, входящих в формулы для расчета цепей на выносливость.

На рис. XVIII.6 и XVIII.7 приведены графики для определения предельной мощности $N_{\text{пр1}}$ и предельного крутящего момента $M_{\text{пр1}}$ на один ряд многорядной цепи типа Н-38,1 с числом звеньев $L_t=100$ при базовом числе циклов нагружения $N_0=5 \cdot 10^6$. Предельные нагрузки на ролики и втулки соответствуют ограниченному пределу контактной выносливости поверхностных слоев роликов и втулок при тех же длине цепи и базовом числе нагружения. Прочность роликов и втулок ограничивается вследствие поверхностного выкрашивания (питтинга), вызываемого трением и ударными нагрузками при входе цепи в зацепление со звездочкой.

Из рассматриваемых графиков видно, что для предотвращения разрушения цепи в случае поверхностного выкрашивания роликов

Таблица XVIII.4

Рассчитываемые элементы цепи	Тип цепи	Шаг цепи t , мм						
		25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	57,15	63,5
Пластины	H	0,31	0,59	1	1,55	2,25	3,26	4,11
	T	0,35	0,67	1,18	1,80	2,48	3,62	5,20
Ролики и втулки	H	0,72	0,87	1,0	1,13	1,26	—	—
	T	0,59	0,73	0,85	1	1,13	—	—

и втулок необходимо ограничить предельные значения мощности и крутящего момента после достижения определенной частоты вращения звездочек, зависящей от заданного числа зубьев звездочки. Предельные нагрузки для цепей других типов и шага определяются умножением полученных из этих графиков величин на коэффициент шага K_t , значения которого приведены в табл. XVIII.4.

Число рядов цепи зависит от передаваемой мощности и момента M_1 , нагружающего цепь. Опытные данные показывают, что сопротивление усталости однорядной цепи на 15—20% больше, чем одного ряда многорядной цепи. Объясняется это тем, что сопротивление усталости однорядной цепи определяется прочностью внутренних пластин, упрочняемых за счет натяга, который создается запрессованными в них втулками. Сопротивление усталости многорядной цепи ограничивается прочностью промежуточных пластин, которые надеваются на валик без натяга и в результате этого обладают пониженным по сравнению с внутренними пластинами сопротивлением усталости. Влияние числа рядов на предельные мощность и момент цепи учитывается коэффициентом рядности K_a :

Число рядов a	1	2	3	4	6	8
Коэффициент K_a	1	1,8	2,5	3,2	4,5	5,8
Отношение K_a/a	1	0,9	0,83	0,8	0,75	0,72

Отношения K_a/a показывают, что с увеличением числа рядов возрастает степень снижения выносливости одного ряда многорядной цепи по сравнению с выносливостью однорядной цепи. Поэтому шести- и восьмирядные цепи следует применять в тех случаях, когда использование цепей большого шага и меньшей рядности хотя и возможно по прочности, но недопустимо по частоте вращения.

С увеличением числа звеньев в замкнутом контуре цепи возрастает вероятность появления звеньев, обладающих пониженной усталостной прочностью из-за металлургической и технологической неоднородности деталей цепи. В расчетах влияние числа звеньев учитывается коэффициентом длины K_L , значения которого приведены на рис. XVIII.8.

Рис. XVIII.8. График для определения коэффициента длины цепи

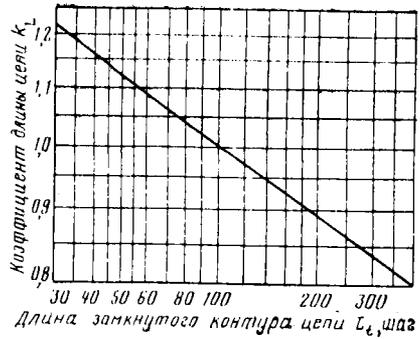
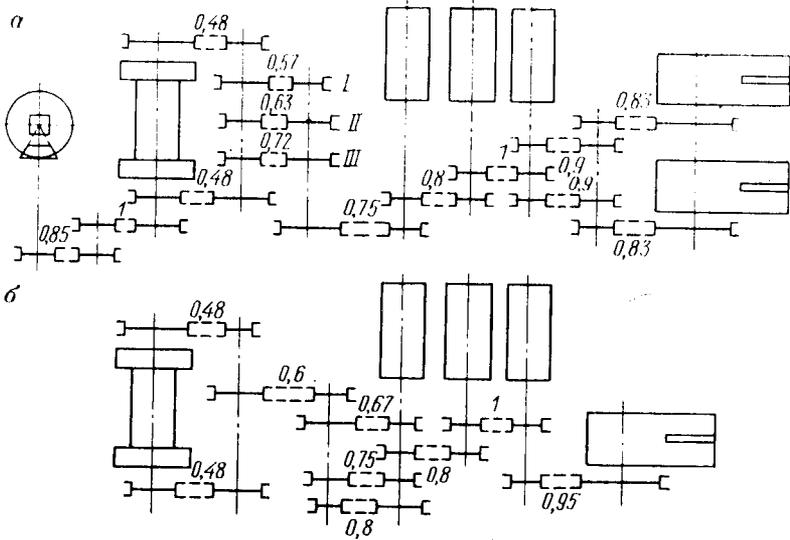


Рис. XVIII.9. Значения коэффициентов эквивалентности цепей $K_э$ в передачах буровой установки:

а — в приводе подъемного механизма коробка перемены передач совмещена с лебедкой, установка имеет два насоса; *б* — в приводе подъемного механизма коробка перемены передач совмещена с приводом, установка имеет один насос



Коэффициент качества цепи K_K учитывает разноразмерность звеньев цепи, приобретенную при изготовлении и эксплуатации. Рекомендуются следующие значения коэффициента качества цепи: по выносливости пластин $K_K=0,85$; по выносливости роликов и втулок $K_K=1$.

Нестационарный режим нагружения цепей учитывается коэффициентом эквивалентности $K_э$. Для типовых цепных передач буровой установки значения $K_э$ приведены на рис. XVIII.9. Средний срок службы цепей до замены принимается равным 3 годам. Согласно опытным данным, допустимый коэффициент запаса сопротивления усталости для цепей $[n]=1,1$. Относительно небольшой коэффициент запаса прочности можно объяснить ограниченным сроком службы цепей и тем, что единичные перегрузки не приводят к разрушениям цепи от усталости.

Наработка цепи за указанный срок службы, принятая по средним статистическим данным в расчетах $K_э$, составляет 3000 ч.

В приводе буровых насосов и ротора наработка цепных передач определяется по машинному времени их работы, а в приводе подъемного механизма — по общей продолжительности спуско-подъемных операций. Для других передач и в случае изменения исходных данных значения коэффициента эквивалентности определяются по методике Уралмашзавода, рассмотренной в гл. III.

Средний ресурс $T_ч$ до списания цепи может отличаться от расчетного T_n . В зависимости от фактического запаса прочности n средний ресурс (в ч) определяется по формуле

$$T_ч = T_n (n/[n])^4. \quad (\text{XVIII.27})$$

При этом средний срок службы до списания цепи (в годах) рассчитывается по формуле

$$T_n = T_{ин} (T_ч/T_n), \quad (\text{XVIII.28})$$

где $T_{ин} = 3000$ ч — средний срок службы цепи до списания при $n = 1,1$.

В процессе эксплуатации цепи необходимо периодически осматривать с целью своевременной замены их элементов, подвергшихся преждевременным разрушениям из-за дефектов изготовления. Для цепей с односторонней раскаткой валиков допускается замена 3—6 % звеньев, после чего цепь следует заменить новой. При двусторонней раскатке валиков заменяется отрезок цепи с поврежденным элементом и замененные отрезки сокращаются до 3 % от длины цепи в звеньях. Запасной комплект на одну передачу в ordinarilyном исполнении определяется по формуле

$$r = \frac{aL_t q}{100} (l + 2), \quad (\text{XVIII.29})$$

где a — число рядов цепи; L_t — длина замкнутого контура цепи в шагах; q — допускаемое число замен; l — длина отрезка с двусторонней раскаткой.

При отсутствии необходимой цепи в виде исключения допускается применение цепи с запасом прочности $n < 1,1$. В этих случаях средний срок службы цепи будет меньше принятой нормы.

Цепи буровых установок рассчитывают на износостойкость по формуле

$$n_{из} = 0,17 K_c \frac{P_p v^{2/3}}{N K_n K_s} \geq [n_{из}], \quad (\text{XVIII.30})$$

где v — скорость цепи, м/с; N — мощность, передаваемая цепью, кВт; $[n_{из}] = 1,1$ — допускаемый запас износостойкости цепи; K_c — коэффициент, учитывающий способ смазки:

Способ смазки	Циркуляционная при помощи насоса	Масляная ванна	Капельная регулярная	Ручная нерегулярная
K_c	1	0,7	0,45	0,2

Ресурс цепи до списания в результате износа [12]:

$$T_{из} = 6250 \cdot \frac{K_c \Delta t \sqrt{z_1} \sqrt{A_t i}}{\rho_{уд} K_3 \sqrt[3]{v}}, \quad (\text{XVIII.31})$$

где $\Delta t = 100/z_2 \leq [\Delta t]$ — предельно допустимое увеличение шага цепи, %; $\Delta t = 2\%$ — для передач привода при $v > 10$ м/с, $\Delta t = 3\%$ — для остальных передач; $A_t = A/t$ — межцентровое расстояние передачи в шагах; $i = z_2/z_1$ — передаточное число; $\rho_{уд}$ — удельная нагрузка в шарнире цепи, МПа [12]:

$$\rho_{уд} = 0,22 \left(\frac{1000}{t} \right)^3 \frac{NK_{п}}{nza}, \quad (\text{XVIII.32})$$

где n и z — частота вращения и число зубьев звездочки.

§ 6. РАСЧЕТ МЕЖЦЕНТРОВЫХ РАССТОЯНИЙ

Межцентровое расстояние цепных передач выбирают из конструктивных соображений с учетом рекомендуемых пределов его изменения. Минимально межцентровое расстояние определяется из условий, при которых угол обхвата цепью малой звездочки должен быть не менее 120° :

$$\text{при } i \leq 3 \quad A_{\min} = t \frac{z_1 + z_2}{2\pi} + (30 \div 50); \quad (\text{XVIII.33})$$

$$\text{при } i > 3 \quad A_{\min} = t \frac{z_1 + z_2}{2\pi} - \frac{9 + i}{10}. \quad (\text{XVIII.34})$$

Максимальное межцентровое расстояние $A_{\max} \leq 80 t$.

По предварительно выбранным межцентровому расстоянию A , шагу t и числам зубьев звездочек z_1 и z_2 определяют длину цепи в шагах:

$$L_t = \frac{2A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A}. \quad (\text{XVIII.35})$$

Первые два члена формулы (XVIII.35) определяют число звеньев при $z_1 = z_2$, когда ветви цепи параллельны, а третий член учитывает наклон ветвей, образуемый при $z_1 \neq z_2$. Полученное значение L_t округляется до ближайшего четного числа, чтобы исключить из проектируемой передачи переходные звенья. Далее для принятого числа звеньев вычисляют теоретическое межцентровое расстояние A_0 , соответствующее натянутому состоянию ветвей:

$$A_0 = \frac{t}{2 \cos \alpha} \left[L_t - \frac{z_2 - z_1}{2} - \frac{\alpha (z_2 - z_1)}{180} \right], \quad (\text{XVIII.36})$$

где α — угол наклона ветви цепи к оси передачи:

$$\alpha = \arcsin \left[\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \frac{180}{z_2}} - \frac{1}{\sin \frac{180}{z_1}} \right) \right]. \quad (\text{XVIII.37})$$

В [12] приведены значения теоретических межцентровых расстояний A_0' для передач с шагом цепи $t=25,4$ мм в зависимости от следующих параметров: z_2-z_1 —разности чисел зубьев звездочек; L_t-z_2 —разности между числом звеньев в замкнутом контуре цепи и числом зубьев большей звездочки.

Для передач с любым другим шагом цепи теоретическое межцентровое расстояние пропорционально шагу и определяется по формуле

$$A_0 = A_0' \frac{t}{25,4} = A_0' t'' \quad (\text{XVIII.38})$$

В расчетной практике для выбора межцентровых расстояний пользуются номограммами либо таблицами (РТМ 26-02-14—82), которые охватывают весь практически встречающийся в цепных передачах буровых установок диапазон чисел зубьев и звеньев цепи: $z_2-z_1 \leq 70$; $L_t-z_2 \leq 175$.

Ветви собранной цепной передачи должны иметь предварительное провисание, а шарниры цепи свободно проворачиваться. Опыт показывает, что выборка зазоров и предварительное натяжение ветвей приводят к преждевременным поломкам цепи. Необходимое для монтажа и нормальной работы провисание цепи обеспечивается за счет сдвига центров звездочек относительно теоретического межцентрового расстояния. При этом фактическое (номинальное) межцентровое расстояние $A=A_0-\delta A$.

С учетом допуска на межцентровое расстояние величина сдвига определяется из условия: $\delta A = \Delta_B A$, где δA —величина сдвига центров; $\Delta_B A$ —верхнее предельное отклонение межцентрового расстояния при несимметричном расположении поля допуска.

Если $\delta A = \Delta_B A$, то номинальное значение фактического межцентрового расстояния принимается равным теоретическому ($A=A_0$). Поле допуска ΔA и верхнее предельное отклонение $\Delta_B A$ межцентрового расстояния рекомендуется принимать по табл. XVIII.5. Нижнее значение допуска на межцентровое расстояние рассчитывается по формуле $\Delta_H A = \Delta_B A - \Delta A$.

При симметричном расположении поля допуска на межцентровое расстояние имеем $\Delta_B A = -\Delta_H A = 0,5 \Delta A$, тогда номинальное

Т а б л и ц а XVIII.5. Поле допуска и верхнее предельное отклонение межцентрового расстояния

Межцентровое расстояние A , мм	Угол наклона передачи γ , градус			
	0—45		>45	
	ΔA	$\Delta_B A$	ΔA	$\Delta_B A$
>250—400	0,25	—0,1	0,16	—0,06
>400—630	0,36	—0,1	0,22	—0,1
>630—1000	0,56	—0,18	0,36	—0,1
>1000—1600	0,8	—0,3	0,5	—0,18
>1600	1	—0,5	0,7	—0,3

значение межцентрового расстояния $A = A_0 - (\delta A + 0,5\Delta A)$. На чертежах номинальное значение межцентрового расстояния округляется до 0,1.

Если в одно межцентровое расстояние необходимо вписать несколько передач, рекомендуется максимально сокращать разность между их теоретическими межцентровыми расстояниями за счет изменения значений параметров $z_2 - z_1$ и $L_t - z_2$.

Для закрытых передач с нерегулируемым межцентровым расстоянием удлинение цепи от износа допускается в пределах $\Delta = 0,8 \div 1,5\%$. Согласно этому, определяются размеры кожуха и ограждений цепной передачи. При дальнейшем удлинении цепи (до 2—3%) стрела провисания уменьшается за счет сокращения числа звеньев в замкнутом контуре цепи.

В наклонных цепных передачах провисание цепи регулируется поворотом эксцентриковых стаканов, в которых смонтированы подшипники вала ведущей звездочки. Ось отверстия эксцентрика смещается относительно оси его наружного диаметра на величину, достаточную для выборки при полном повороте эксцентрика двух звеньев цепного контура передачи.

§ 7. СМАЗКА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Смазка благоприятно влияет на износостойкость и выносливость цепных передач, смягчает удары роликов о зубья цепи и отводит тепло, возникающее в результате трения в шарнирных соединениях. Благодаря смазке снижается крутящий момент, необходимый для огибания звездочек, и устраняется проворачивание валиков и втулок относительно проушин пластин. Способ смазки и марка масел, выбираемые с учетом условий и режима работы цепной передачи, должны обеспечивать поступление масла в шарниры цепи и охлаждение цепи до практически приемлемых температур. В табл. XVIII.6 приведены рекомендации по выбору

Таблица XVIII.6

Шаг цепи, мм	Способ смазки			
	Ручная	Капельная	Масляная ванна	Циркуляционная
	Линейная скорость цепи, м/с			
	не более	не более	не более	свыше
25,40	0,86	3,30	7,62	7,62
31,75	0,76	2,64	6,60	6,60
38,10	0,66	2,18	6,10	6,10
44,45	0,58	1,88	5,59	5,59
50,80	0,51	1,68	5,08	5,08
57,15	0,48	1,52	4,83	4,83
63,50	0,43	1,32	4,57	4,57

способа смазки цепных передач буровых установок в зависимости от скорости цепи.

При ручном способе масло наносят на цепь с помощью кисти либо масленки через каждые 8—10 ч работы. Капельная смазка осуществляется с помощью масленок-капельниц. Масло закапывают в зазоры между внутренними и наружными пластинами цепей. В масляной ванне цепь погружается в масло так, чтобы в самой низкой точке глубина погружения не превышала высоты пластины цепи. Циркуляционная (струйная) смазка осуществляется с помощью насоса, подающего масло по маслопроводу на ведомую ветвь цепи в месте выхода из зацепления с ведущей звездочкой.

Для более интенсивного отвода тепла используется дополнительная маслоотводная трубка с отверстиями, по которой масло подается на ведущую ветвь цепи в месте выхода из зацепления с ведомой звездочкой. Расход масла на один ряд цепи в зависи-

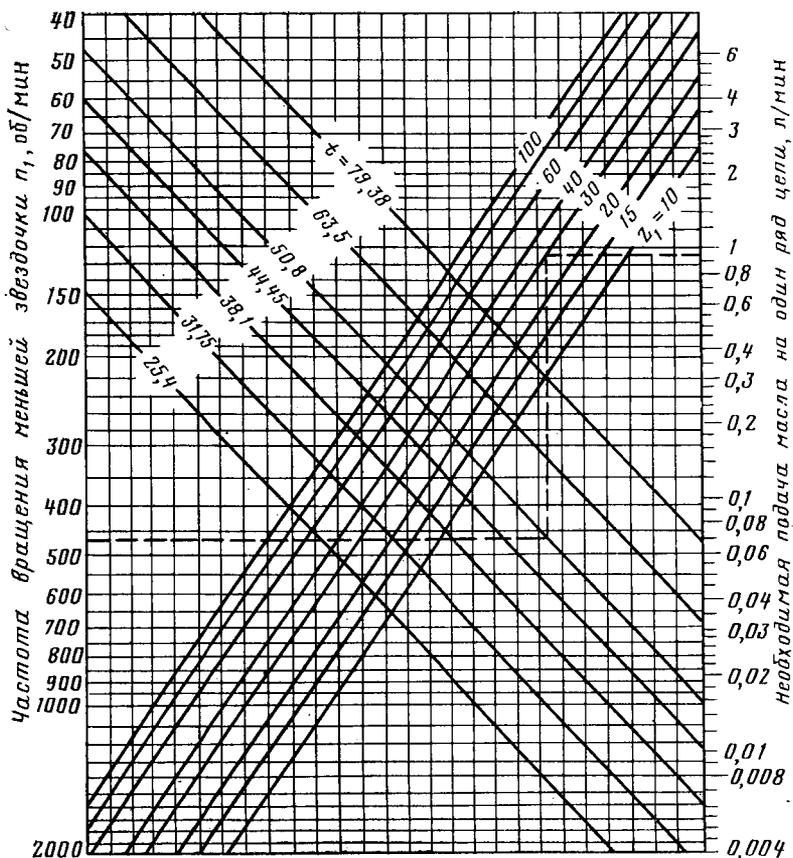


Рис. XVIII.10. Номограмма для определения расхода масла на один ряд цепи

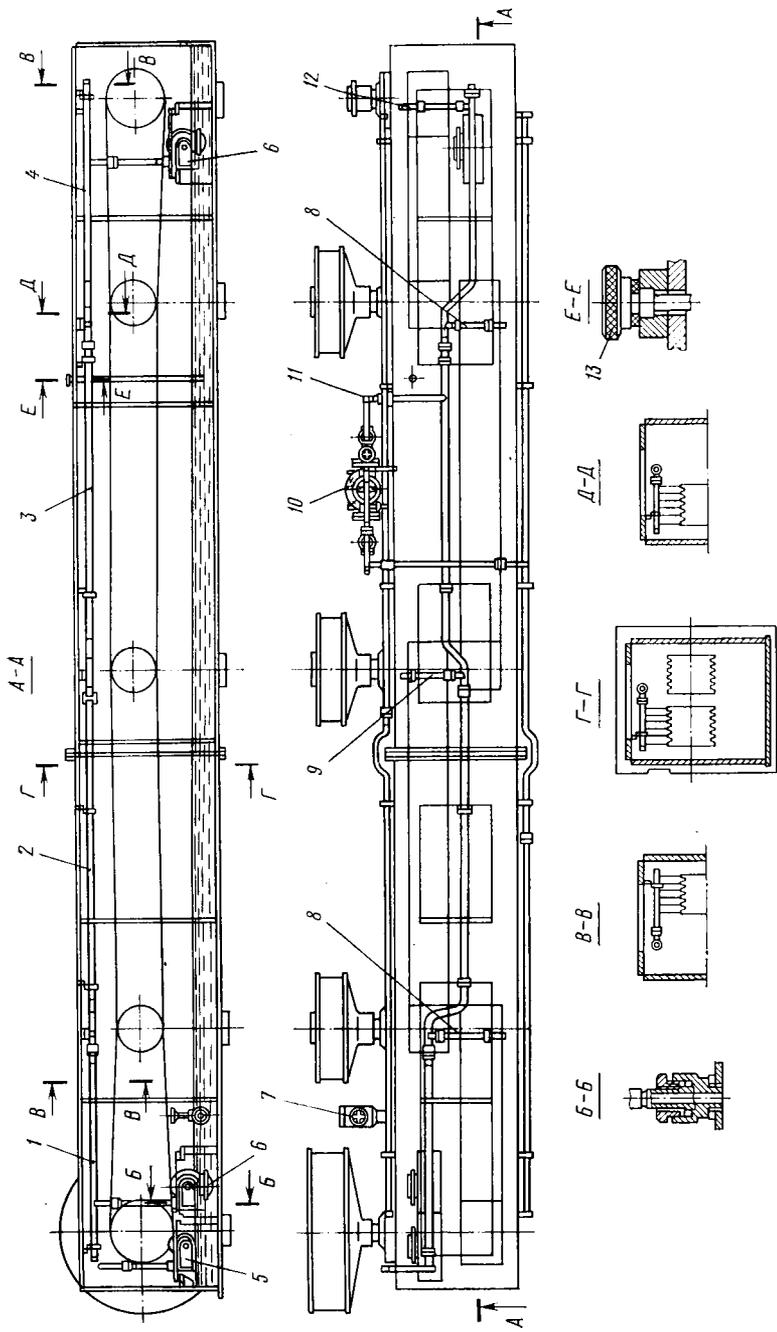


Рис. XVIII.11. Система смазки цепного редуктора

мости от ее шага t , частоты вращения n_1 и числа зубьев z_1 меньшей звездочки определяют по номограмме (рис. XVIII.10). Рекомендуемые марки масел для циркуляционной смазки при помощи насоса указаны ниже.

Температура окружающей среды, °С	<5	5—30	>30
Марка масла по ГОСТ 20799—75	И-20А И-30А	И-50А	И-70А

Масло заменяют через 6 мес эксплуатации цепной передачи. Внеочередная замена проводится в случае изменения температуры окружающей среды, когда требуется увеличить или уменьшить вязкость используемого масла.

Цепные передачи предохраняются от грязи и пыли кожухами, которые одновременно служат резервуаром для масла, обеспечивают безопасность работы и гашение шума. При ручной и капельной смазках используются кожухи облегченной конструкции для сбора масла и обеспечения безопасности обслуживающего персонала. Кожухи цепных трансмиссий привода буровой установки, коробки перемены передач, снабженные циркуляционной смазкой, являются несущими конструкциями и должны обладать необходимой прочностью и жесткостью. Крышки кожухов изготавливаются быстросъемными и имеют окна для осмотра и ремонта цепи. Смотровые окна располагаются над звездочками, а окна для ремонта — в средней части крышки.

Утечки масла предотвращаются уплотнениями, устанавливаемыми в разъемных соединениях и в подшипниках валов. Крышка и днище рассчитываются по сопротивлению ударным нагрузкам, возникающим при обрывах цепи. Между натянутыми ветвями цепи и выступающими деталями кожуха рекомендуется иметь зазор (мм)

$$h = \sqrt{At} + (30 \div 50),$$

где A и t — межцентровое расстояние и шаг цепи, мм.

Площадь поверхности кожуха должна быть достаточной для отвода тепла.

На рис. XVIII.11 показана система смазки цепного редуктора. Масляные насосы 5, 6 приводятся в действие цепной передачей от крайних валов цепного редуктора. Из картера редуктора масло подается в маслопроводы 1, 2, 3, 4 и через распылители 8, 9 и 12 поступает на цепи. По маслопроводу 11 масло направляется в фильтр 10, из которого после очистки поступает по наружным трубам к подшипникам валов редуктора. Уровень масла в редукторе проверяется щупом 13. Масло сливается через вентиль 7 и отверстия на дне редуктора, которые закрываются резьбовыми пробками.

§ 1. БУРОВЫЕ ВЫШКИ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И УСТРОЙСТВО

Буровая вышка представляет собой металлическое сооружение над устьем скважины, предназначенное для установки талевого механизма, устройств для механизации спуско-подъемных операций и размещения бурильных свечей. От технического совершенства буровой вышки существенно зависят монтажеспособность и транспортабельность буровой установки, а также эффективность и безопасность бурения. Отказы буровой вышки способны вызвать тяжелые последствия, поэтому надежность и прочность — первоочередные требования, предъявляемые к буровым вышкам. Эти качества должны сочетаться с технологичностью и легкостью вышек, способствующих повышению экономичности и ускорению вышккомонтажных работ.

Требования безопасности к буровым вышкам регламентируются ГОСТ 12.2.041—79, согласно которому конструкция и крепление вышки к основанию или фундаменту должны обеспечить надежность и безопасность ее эксплуатации при отсутствии оттяжек. В конструкции вышки должны быть предусмотрены кронблочная, верхняя рабочая и переходные площадки с маршевыми лестницами и стремянками от пола буровой до кронблока.

Верхняя площадка должна быть оборудована передвижной люлькой для рабочего, занятого установкой бурильных свечей при спуско-подъемных операциях. Козлы для замены кронблока и монтажный ролик на верхнем основании вышки рассчитываются на подъем полуторакратной массы кронблока. Геометрические формы буровых вышек и отдельных ее элементов должны обладать минимальными аэродинамическими сопротивлениями с целью снижения ветровых нагрузок.

По числу и расположению несущих элементов (ног) буровые вышки подразделяются на башенные и мачтовые. В башенных вышках нагрузка передается более чем на две опоры, расположенные в вершинах многоугольника. В вышках мачтового типа нагрузка передается на одну или две опоры. В зависимости от способа спуско-подъемных операций различают буровые вышки с устройствами для ручной и механизированной расстановки свечей.

Башенные вышки изготавливаются с гибкой (рис. XIX.1, а) и жесткой (рис. XIX.1, б) решетками. Известны конструкции башенных вышек, ноги которых изготовлены из сварных четырехгранных ферм (рис. XIX.1, в) либо из труб большого диаметра (рис. XIX.1, г). Вышки этих типов называют пилонными. Независимо от конструктивной схемы башенные вышки характеризуются высокой жесткостью и сопротивляемостью кручению под действием момента сил, создаваемого натяжением неподвижной и хо-

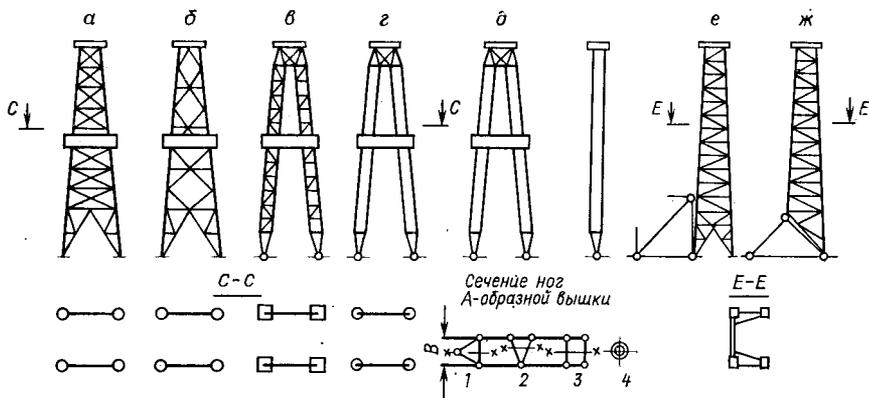


Рис. XIX.1. Конструктивные схемы буровых вышек

довой струн талевого каната. Однако вследствие большого числа болтовых соединений сборка башенных вышек сопряжена с большой трудоемкостью. Отсутствие связей между ногами пилонных вышек способствует повышению их монтажеспособности и улучшает обзор вышки со стороны мостков.

Мачтовые вышки (рис. XIX.1, д) имеют А-образную форму и благодаря сварной конструкции секций ног обладают высокой монтажеспособностью. Ноги вышки имеют треугольное 1 и 2, четырехугольное 3 либо кольцевое 4 сечение. При одинаковых размерах B и площади поперечных сечений наибольшим сопротивлением изгибу и кручению обладают вышки, имеющие четырехугольное сечение ног. Это обусловлено тем, что моменты инерции сечений 1, 2, 3 относительно оси x изменяются пропорционально отношениям 1 : 1,35 : 1,50. Вышки с четырехугольным сечением ног наиболее материалоемки. Вышки с кольцевым сечением ног изготавливаются из труб большого диаметра, что приводит к их утяжелению. Жесткость и монтажеспособность хорошо сочетаются в буровых вышках с открытой передней гранью, имеющих четыре (рис. XIX.1, е) либо две опоры (рис. XIX.1, ж) и П-образную форму поперечного сечения.

Буровые вышки изготавливают из труб, уголков, швеллеров и круглого проката. Для несущих элементов предпочтительнее применять трубчатые профили, которые по сравнению с другими видами профилей обладают более высоким радиусом инерции и придают вышке благоприятные аэродинамические свойства, способствующие снижению ветровых нагрузок на вышку.

Башенная вышка (рис. XIX.2) представляет собой четырехгранную усеченную пирамиду, состоящую из четырех наклонно расположенных ног 6, связанных между собой поясами 8 и гибкими диагональными тягами 7. В рассматриваемой конструкции ноги и пояса вышки изготовлены из труб, а диагональные тяги — из круглого стального проката. На наголовнике вышки установ-

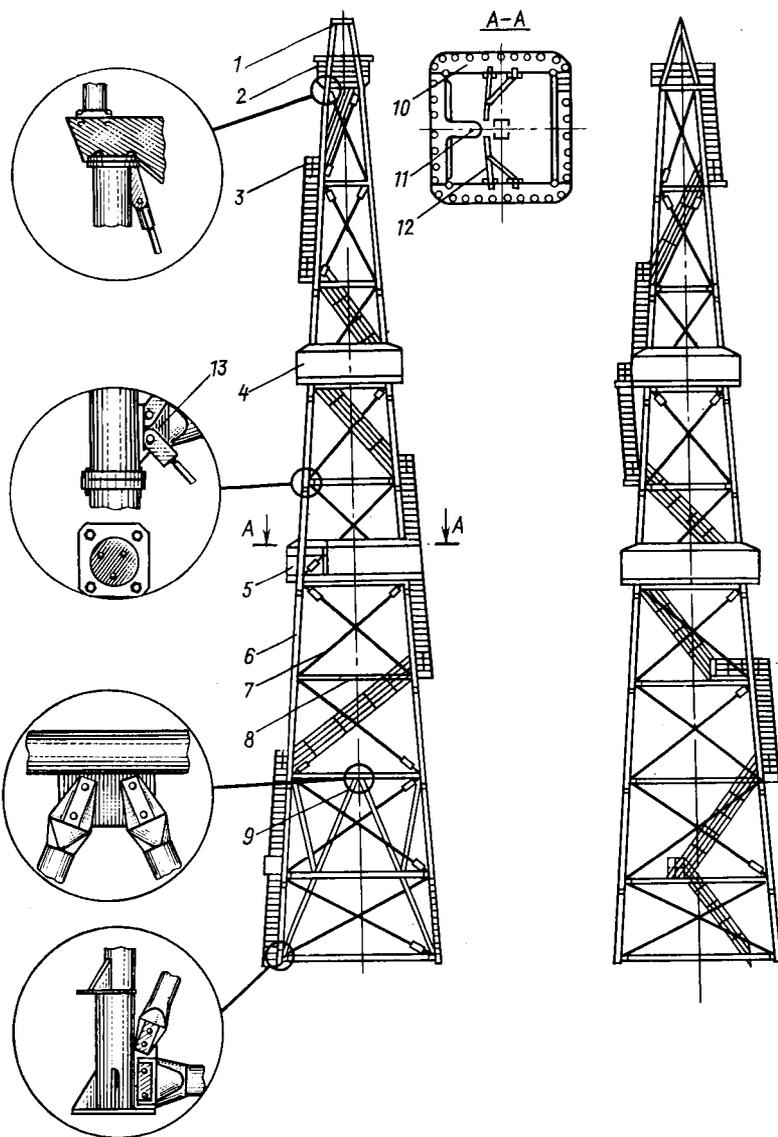


Рис. XIX.2. Башенная вышка

ливаются цельносварная подкронблочная рама, козлы 1 и подкронблочная площадка 2. Козлы снабжены блоком, используемым при монтаже вышки, замене кронблока и подъеме других тяжестей. Балконы 4 и 5 предназначены для работы второго помощника бурильщика (верхового) при ручной расстановке бурильных свечей длиной 36 и 27 м.

Каждый балкон состоит из четырех площадок 10, каркаса укрытий и оборудован пальцами 12 с шарнирной головкой для установки свечей и люлькой 11 для верхового, размещенной относительно оси скважины на расстоянии, достаточном для прохода талевого блока. При чрезмерном удалении люльки ухудшаются условия работы верхового. На высоте около 15 м находится площадка для обслуживания стояка манифольда буровых насосов и бурового рукава.

Согласно требованиям безопасности, ширина площадок буровой вышки должна быть не менее 750 мм. Площадки имеют металлический настил из просечно-вытяжного листа (чтобы предотвратить скольжение), перила высотой не менее 1200 мм с продольными планками и прилегающий к настилу борт высотой 150 мм. Вышка снабжена маршевыми металлическими лестницами 3 шириной не менее 650 мм с переходными площадками и перильными ограждениями высотой не менее 1000 мм. На двух противоположных гранях имеются ворота 9 для затаскивания необходимого оборудования.

Ноги вышки собираются из стоек, стыкуемых болтовыми фланцами, приваренными к их торцам. Применение фланцевых стыков с болтами нормальной точности предотвращает ослабление посадок. Для удобства сборки и центрирования торцы стоек снабжены конусными направляющими. Нижние стойки ног имеют опорные плиты и кронштейны для домкратов, используемых при центрировании вышки. Известны другие способы соединения стоек ног вышки (фланцевое соединение на полухомутах и откидных болтах; соединения «торец в торец», стяжными болтами и др.). В соединениях без фланцев в результате деформации контактирующих поверхностей при перебазировании и разборках вышки происходит ослабление посадок в стыках.

Пояса и диагональные тяги болтами соединяются с приваренными к ногам вышки косынками 13. Стойки ног и пояса вышки изготавливают из труб, диагональные тяги — из крупного проката. В другой модификации, отличающейся жесткой комбинированной крестовой решеткой, ноги вышки изготавливают из двух крестообразно расположенных угольников, а пояса и раскосы — из угольников меньшего размера.

В пилонной вышке аналогичной высоты и грузоподъемности стойки ног изготавливаются из труб большего диаметра и соединяются посредством литых стальных фланцев, приваренных к торцам стоек. Верхние концы ног пилонной вышки шарнирно соединяются с подкронблочной рамой. Взаимное положение ног и жесткость вышки обеспечиваются диагональными винтовыми стяжками, соединяющими верхние стойки ног, и горизонтальными винтовыми тягами, расположенными в средней и нижней частях вышки. Опоры ног пилонной вышки выполнены в виде конуса с проушиной, закрепляемой в специальной стойке на фундаменте. Башенные вышки монтируются преимущественно сверху вниз посредством специальных выщечных подъемников.

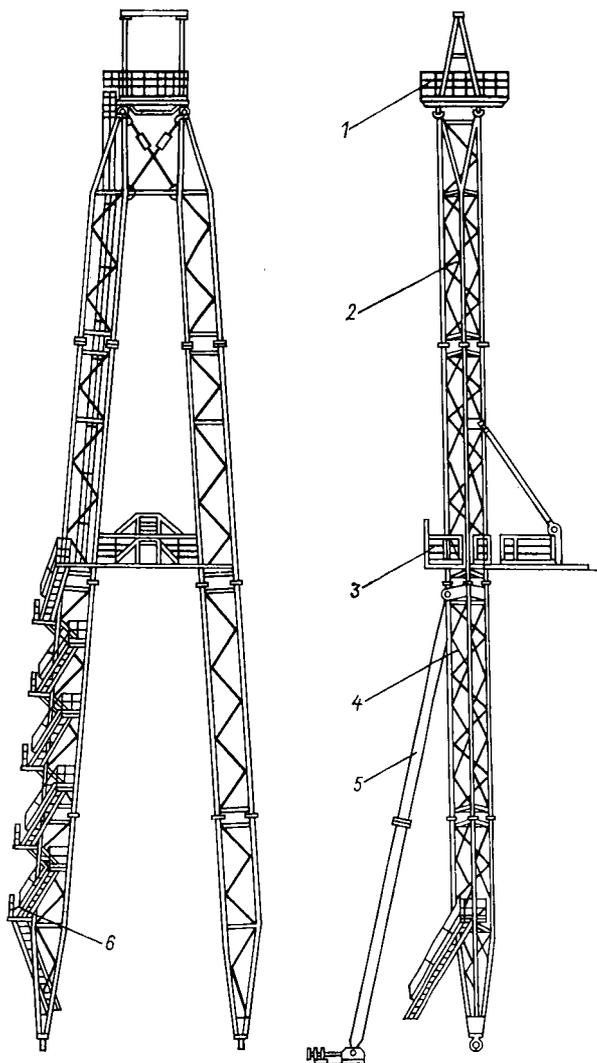


Рис. XIX.3. Мачтовая А-образная вышка

Мачтовая А-образная вышка (рис. XIX.3) состоит из двух ног, несущих основную нагрузку, и подкосов 5, удерживающих вышку в рабочем положении. В зависимости от высоты вышки каждая нога собирается из трех — пяти сварных секций 2, изготовленных из труб либо профильного проката. Секции стыкуются посредством фланцевых соединений. Для ускорения сборки вместо фланцевых соединений применяются полухомуты. Верхние секции имеют проушины для соединения с подкронблочной рамой, придающей вышке жесткость и геометрическую форму. На подкрон-

блочной раме установлены козлы и площадка 1 для обслуживания и ремонта кронблока.

В зависимости от схемы подъема и конструкции вышки подкосы 5 располагаются со стороны мостков либо на противоположной стороне и посредством проушин соединяются с ногами вышки и башмаками, установленными на основании вышки. Ноги 4 вышки шарнирно соединяются с опорой, центрирующей вышку относительно оси ротора. Балкон 3 для второго помощника бурильщика и магазин для свечей крепятся к ногам вышки посредством кронштейнов.

Стояк манифольда буровых насосов располагается внутри ноги вышки. Для обслуживания и смены бурового рукава внутри ноги вышки имеется небольшая площадка. Маршевые лестницы 6 монтируются на гранях одной из ног вышки и доходят до балкона. Внутри ноги вышки устанавливаются лестницы туннельного типа.

А-образную и другие мачтовые вышки собирают в горизонтальном положении на специально подготовленной площадке, достаточной для расположения собранной вышки и необходимого для ее монтажа оборудования. В вертикальное положение вышку поднимают при помощи стрелы и блоков, оснащенных канатом, ходовой конец которого крепится к барабану буровой лебедки, либо трактора-подъемника. В буровых установках универсальной монтажеспособности для подъема вышки используется специальный механизм подъема, представляющий собой достаточно жесткую П-образную раму с двумя подкосами и полиспастом. С помощью буровой лебедки, приводимой от регулятора подачи долота, и полиспаста механизма подъема вышка устанавливается в рабочее положение и крепится к подкосам, придающим вышке устойчивость при эксплуатации.

При подъеме из скважины бурильные свечи нижним концом устанавливают на подсвечник. Верхний конец свечей заводят в так называемый магазин, и они упираются на палец (см. рис. XIX.2, сечение А—А). Между пальцем и люлькой имеется просвет для свободного прохода труб наибольшего диаметра. Пальцы изготавливают из толстостенных труб, они имеют шарнирную головку, которая поворачивается при случайных ударах талевого блока и благодаря этому предотвращается поломка пальца.

§ 2. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БУРОВЫХ ВЫШЕК

Наиболее полно технические возможности буровой вышки характеризуются грузоподъемностью, определяющей допускаемую нагрузку при заданной кратности оснастки талевого механизма.

В ряде стран в допускаемую нагрузку включают вес талевого механизма, натяжение ходовой и неподвижной струн талевого каната, что приводит к формальному завышению ее на 20—25 %

и, как следствие, к соответствующему снижению удельной металлоемкости по сравнению с отечественными буровыми вышками. Кроме того, допускаемую нагрузку буровых вышек за рубежом выражают в «коротких» тоннах (907 кг), что при переводе часто не учитывается, и это приводит к еще большему завышению технико-экономических показателей зарубежных вышек и другого бурового оборудования.

При проектировании вышек допускаемую нагрузку устанавливают по наибольшей нагрузке, ожидаемой в заданном диапазоне глубин бурения. Величина этой нагрузки должна соответствовать допускаемой нагрузке на крюке, регламентированной ГОСТ 16293—82. При этом учитывается натяжение ходовой и неподвижной струн каната при заданной кратности оснастки талевого механизма.

Высота вышки, согласно ГОСТ 12.2.041—79, должна обеспечивать безопасность работ при подъеме талевого блока на максимальной скорости с учетом запаса высоты для установки ограничителя подъема талевого блока.

Различают полезную и конструктивную высоты вышки. Полезная высота измеряется расстоянием от пола буровой до верхней плоскости подкронблочной рамы. Конструктивная высота соответствует расстоянию от опоры вышки до верхней плоскости подкронблочной рамы. Полезная высота совпадает с конструктивной, когда опоры вышки располагаются на уровне пола буровой.

Исходя из требований, обеспечивающих безопасность спуско-подъемных операций, полезная высота вышки

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + h_4,$$

где h_1 — расстояние от пола буровой до нижнего конца подвешенной свечи, включающее высоту ротора, элеватора, муфты бурильного замка, трубы, удерживаемой ротором, и просвет между муфтой трубы и ниппелем подвешенной свечи ($h_1 \approx 1,2 \div 1,5$ м); h_2 — длина свечи; h_3 — длина стропов крюка талевого блока ($h_3 \approx 7 \div 8$ м); h_4 — запас высоты между кронблоком и крайним верхним положением талевого блока, необходимый для своевременного торможения лебедки и предотвращения затаскивания талевого блока на кронблок ($h_4 \approx 7$ м).

Высота расположения балконов определяется в зависимости от длины свечей:

$$H_6 = l_{св} \cos \alpha + h_n - \Delta h,$$

где $l_{св}$ — длина свечи; α — угол наклона свечи к вертикали ($\alpha = 2 \div 4^\circ$); h_n — высота подсвечника; Δh — расстояние от верхнего конца свечи до пола люльки.

Площадь магазина должна быть достаточной для размещения бурильных свечей и запаса бурильных труб, предназначенного для замены отбракованных труб и аварийных работ:

$$F = 1,2 \frac{L}{l_{св}} f,$$

где F — площадь магазина; L — наибольшая глубина бурения; f — площадь по диаметру бурильного замка.

Размеры основания (нижней базы) вышки должны обеспечивать возможность размещения и технического обслуживания буровой лебедки, ротора, напольного бурового ключа, подсвечников, пульта управления и другого оборудования, устанавливаемого на полу буровой. Согласно нормам, расстояния между внутренними гранями ног на уровне пола буровой составляют (в м):

Для башенных вышек высотой, м:

40—42	8×8
53—54	10×10

Для мачтовых вышек (в зависимости от их высоты и грузоподъемности) 5,5; 7; 9; 11

Размеры верхнего основания вышки определяются по величине проема в подкронблочной раме, необходимого для подъема и установки кронблока.

Высота ворот 40- и 53-м башенных вышек принимается соответственно 12 и 15 м. Опыт показывает, что при этом обеспечивается свободное затаскивание с мостков на буровую площадку наиболее длинных видов оборудования (рабочей трубы с вертлюгом, бурильных свечей, забойных двигателей и т. д.).

Масса вышки — один из параметров, характеризующих ее техническое совершенство по материалоемкости. Материалоемкость вышек оценивается по удельной массе:

$$m_{уд} = M_{выш}/G_{выш}H,$$

где $M_{выш}$ — масса вышки, кг; $G_{выш}$ — грузоподъемность вышки, кг; H — высота вышки, м.

Техническая характеристика отечественных буровых вышек приведена в табл. XIX.1.

Т а б л и ц а XIX.1. Техническая характеристика буровых вышек

Параметры	ВМ-40-100 (БУ-756р-70)	ВМ-42-140	ВБ-42-200	ВМА-41-170	ВМА-45-200	ВМА-45-250	ВМА-45-320	УВ-45×400А	УВ-45×500А
	Мачтовая		Башенная 2000	Мачтовая				Башенная	
Допускаемая нагрузка, кН	1000	1400		2000	1700	2000	2500	3200	4000
Оснастка талевого системы	4×5	4×5	5×6	5×6	5×6	6×7	6×7	6×7	7×8
Высота, м	40	42	42	41	45	45	45	45	45
Размеры нижней базы, м	6,2	7,2	8×8	9,2	10	10	10	8×11	8×11
Способ расстановки свечей	Ручной			Механизированный					
Масса комплектной вышки, т	16,6	19,3	29,0	26,2	31,7	34,7	40,3	71,6	71,6

§ 3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА БУРОВЫХ ВЫШЕК

При проектировании буровых вышек пользуются методом расчета по предельным состояниям, принятым для строительных конструкций (СНиП 11-В-3—72). Расчеты по предельным состояниям базируются на статистических данных действительной нагруженности конструкций в условиях эксплуатации, а также изменчивости механических свойств материалов, что позволяет повысить надежность, прочность и экономичность проектируемых конструкций. Предельными называют такие состояния, при которых конструкция перестает удовлетворять предъявляемым к ней эксплуатационным требованиям.

Буровые вышки характеризуются двумя предельными состояниями:

по потере несущей способности, наступающей при нагрузках, которые вызывают разрушение либо потерю устойчивости буровой вышки;

по деформации, при достижении которой буровая вышка сохраняет прочность и устойчивость, но оказывается непригодной для нормальной эксплуатации.

Каждое из указанных предельных состояний характеризуется определенным условием. Условие первого предельного состояния (по несущей способности)

$$N \leq \Phi, \quad (\text{XIX.1})$$

где N — расчетное (наибольшее) усилие в рассматриваемом элементе буровой вышки; Φ — предельное усилие, определяющее несущую способность (наименьшую) рассматриваемого элемента.

Условие второго предельного состояния буровой вышки

$$\Delta < \Delta_{\text{пр}}, \quad (\text{XIX.2})$$

где Δ — наибольшее отклонение наголовника вышки от оси ротора и скважины; $\Delta_{\text{пр}}$ — предельное перемещение наголовника вышки, ограничивающее возможность ее нормальной эксплуатации.

Расчетное усилие в отдельных элементах вышки определяется как сумма усилий от каждой из одновременно действующих на нее нагрузок с учетом вероятных перегрузок:

$$N = N_1 n_1 + N_2 n_2 + \dots + N_n n_n = \sum_{i=1}^n N_i n_i, \quad (\text{XIX.3})$$

где N_i — усилия от i -й нагрузки; n_i — коэффициент перегрузки для i -й нагрузки.

Для расчета буровых вышек действующие нагрузки целесообразно разделить на постоянные, эксплуатационные и ветровые. Такая классификация более простая и удобная по сравнению с принятым разделением действующих нагрузок на основные и дополнительные, которые, в свою очередь, подразделяются на постоянные, временные, длительные и кратковременные.

К постоянным нагрузкам, пользуясь принципом классификации нагрузок, предложенной Н. С. Стрелецким, относят собственный вес буровой вышки и установленного на ней оборудования, сохраняющий свое значение в течение всего периода эксплуатации.

К эксплуатационным нагрузкам относят нагрузку на крюке, натяжение ходовой и неподвижной ветвей талевого каната, нагрузку от комплекта бурильных труб, установленных на подсвечниках.

Ветровые нагрузки зависят от природно-климатических условий эксплуатации буровых вышек.

При выполнении проектных расчетов вес буровой вышки и установленного на ней оборудования определяют по весовым характеристикам ранее запроектированных аналогичных буровых вышек. Наряду с этим весовые характеристики буровых вышек с достаточной точностью можно вычислить по эмпирическим формулам:

вес вышки $G_{\text{выш}} \approx 0,15 P_{\text{доп}}$;

вес кронблока $G_{\text{к. б}} \approx 0,015 P_{\text{доп}}$;

вес подвижных частей талевого механизма $G_{\text{тс}} \approx 0,04 P_{\text{доп}}$;

вес балконов, лестниц, козел и других сооружений, установленных на вышке, $G_{\text{об}} \approx 0,03 P_{\text{доп}}$.

В этих формулах $P_{\text{доп}}$ — допускаемая нагрузка на крюке.

При проверочных расчетах вес вышки и установленного на ней оборудования определяют путем взвешивания узлов.

Эксплуатационные нагрузки выбирают по их наибольшему значению, допускаемым при бурении скважин. Эти нагрузки называют нормативными и определяют, исходя из параметров буровой установки:

наибольшая нагрузка принимается равной допускаемой нагрузке на крюке $P_{\text{доп}}$;

натяжение подвижной $S_{\text{п}}$ и неподвижной $S_{\text{н}}$ ветвей зависит от допускаемой нагрузки на крюке ($P_{\text{доп}}$), кратности оснастки $i_{\text{т. с}}$ и веса подвижных частей талевого механизма $G_{\text{т}}$

$$S_{\text{п}} = S_{\text{н}} = (P_{\text{доп}} + G_{\text{т}}) / i_{\text{т. с.}}; \quad (\text{XIX.4})$$

нагрузка от комплекта свечей принимается равной весу наиболее тяжелой бурильной колонны, применяемой в заданном диапазоне глубин бурения:

$$G_{\text{б. к}} = Lq_{\text{б. к}}, \quad (\text{XIX.5})$$

где L — глубина бурения; $q_{\text{б. к}}$ — вес 1 м бурильной колонны.

Обычно нормативный вес бурильной колонны определяют по наибольшей условной глубине бурения бурильными трубами диаметром 114 мм с расчетным весом 1 м 320 Н. При проектировании буровых вышек, предназначенных для определенных классов буровых установок, нормативные эксплуатационные нагрузки определяются по ГОСТ 16293—82.

Ветровая нагрузка определяется для рабочего и нерабочего состояний буровой вышки. В рабочем состоянии вышки прини-

мается предельная ветровая нагрузка, при которой обеспечивается нормальная ее эксплуатация с максимальной нагрузкой на крюке и полным комплектом бурильных труб на подсвечнике. В нерабочем состоянии вышки, когда работы приостанавливаются из-за чрезмерной скорости ветра, принимается предельная ветровая нагрузка, с учетом которой должны быть рассчитаны элементы буровой вышки в ее нерабочем состоянии.

Ветровые нагрузки зависят от динамического давления ветра, называемого ветровым или скоростным напором. Последний связан с плотностью воздуха ($\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$) и его скоростью

$$q = \rho v^2 / 2 \approx v^2 / 1,6, \quad (\text{XIX.6})$$

где q — ветровой напор, Па; v — скорость ветра, м/с.

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

Изменение ветрового напора по высоте над поверхностью земли учитывается коэффициентом k , значения которого приведены ниже.

Высота над поверхностью земли, м	10	20	40	60	100	200
Коэффициент k	1	1,25	1,55	1,75	2,1	2,6

Для промежуточных высот значения k определяются линейной интерполяцией. В пределах зоны высотой не более 10 м допускается принимать k постоянным. Согласно этому для i -й панели буровой вышки нормативный скоростной напор

$$q_i = k_i q_0, \quad (\text{XIX.7})$$

где q_i — нормативный скоростной напор на i -ю панель высотой до 10 м; k_i — коэффициент, учитывающий изменение скоростного напора для i -й панели.

Ветровая нагрузка, распределенная на 1 м длины, для i -й панели буровой вышки

$$Q_i = q_i n_b c_i \beta B_i, \quad (\text{XIX.8})$$

где n_b — коэффициент перегрузки для ветровой нагрузки; c_i — аэродинамический коэффициент i -й панели буровой вышки; β — коэффициент динамичности, учитывающий пульсирующий характер ветрового давления; B — ширина i -й панели буровой вышки.

Аэродинамический коэффициент зависит от конструктивной схемы, формы и размеров деталей. В результате испытаний в аэродинамических трубах получены значения аэродинамических коэффициентов для отдельных элементов и наиболее распространенных их сочетаний, приведенные в СНиП 11-6—74 и других

Таблица XIX.2

Граница функции	Значение аэродинамического коэффициента c
$d\sqrt{g} \leq 0,477$	1,2
$0,477 < d\sqrt{q} < 1,27$	$1,65 - 0,944 d\sqrt{q}$
$1,27 \leq d\sqrt{q} \leq 2,54$	0,45
$2,54 < d\sqrt{q} < 4,77$	$0,2786 + 0,0674 d\sqrt{q}$
$4,77 \leq d\sqrt{q} \leq 11,13$	$0,525 + 0,0157 d\sqrt{q}$
$d\sqrt{q} \geq 11,13$	0,7

нормативных документах. Для сплошной стенки и плоских решетчатых конструкций из всех видов профилей $c=1,4$. Для цилиндрических элементов сооружений значения аэродинамических коэффициентов определяются по табл. XIX.2 в зависимости от функции $d\sqrt{q}$ (d — диаметр элемента, м; q — нормативный скоростной напор с учетом коэффициента k , даПа).

Коэффициент динамичности β зависит от периода собственных колебаний сооружения и пульсации скоростного напора. Согласно принятым нормам, коэффициенты динамичности панелей буровой вышки, расположенных на разных высотах, принимаются равными: $\beta=2,1$ — при высоте до 20 м; $\beta=1,6$ — при высоте до 60 м.

Аэродинамический коэффициент для отдельных панелей вышки определяется по формуле, принятой СНиП 11-6—74:

$$c = \frac{\sum c_i f_i}{S} (1 + \eta), \quad (\text{XIX.9})$$

где c_i — аэродинамический коэффициент i -го элемента панели; f_i — площадь проекции i -го элемента панели на плоскость, перпендикулярную к направлению ветра; S — габарит панели в проекции на вертикальную плоскость; η — коэффициент, учитывающий нагрузку на подветренную грань.

Коэффициент η является функцией коэффициента заполнения панели вышки φ :

$$\varphi = \sum f_i / S. \quad (\text{XIX.10})$$

Для решетчатых сооружений $\eta=0,955$. Это свидетельствует о том, что аэродинамические коэффициенты для наветренной и подветренной граней решетчатых сооружений примерно одинаковы.

В табл. XIX.3 приведен пример расчета аэродинамического коэффициента панели (рис. XIX.4). Расчетная ветровая нагрузка на 1 м высоты рассматриваемой панели определяется по формуле (XIX.8)

$$Q_1 = 700 \cdot 1,3 \cdot 0,145 \cdot 2,1 \cdot 9,868 = 2,73 \text{ кН/м},$$

где $B = 0,5(9,491 + 10,245) = 9,868$ м.

Таблица XIX.3

Номер эле- мента на рис. XIX.4	Исходные и рассчитываемые величины							
	$d, \text{ м}$	$l, \text{ м}$	$f_i^1 = dl, \text{ м}^2$	n	$f_i = f_i^1 n, \text{ м}^2$	$d\sqrt{70}$	c_i (по табл. XIX.2)	$c_i f_i$
1	0,245	5,01	1,23	2	2,46	2,05	0,45	1,10
2	0,033	5,20	0,17	1	0,17	0,28	1,20	0,20
3	0,008	5,40	0,04	2	0,08	0,07	1,20	0,10
4	0,033	0,95	0,03	4	0,12	0,28	1,20	0,14
5	0,030	10,28	0,31	2	0,62	0,25	1,20	0,74
6	0,180	6,40	1,15	1	1,15	1,50	0,45	0,52
7	0,194	9,64	1,87	1	1,87	1,62	0,45	0,84

$$\Sigma f_i = 6,47; \varphi = \Sigma b_i/S = 0,13; \Sigma c_i = 3,64; \Sigma c_i f_i/S = 0,074;$$

$$c_1 = \frac{\Sigma c_i f_i}{S} (1 + \eta) = 0,145$$

Аналогично рассчитывается ветровая нагрузка для других панелей вышки. Для упрощения дальнейших расчетов ветровые нагрузки заменяются силами, сосредоточенными в узлах соответствующих панелей буровой вышки (рис. XIX.5). Расчетная нагрузка на каждый узел принимается равной сумме нагрузок, действующих на половины смежных панелей. В рассматриваемом примере (высота панели 5 м) для узла 0—1 (рис. XIX.5, а), не имеющего смежной панели, расчетная нагрузка

$$Q_{0-1} = (2,73 \cdot 5)/2 = 6,83 \text{ кН.}$$

Усилия в элементах буровой вышки находят в предположении идеальности шарнирных соединений, принимаемых взамен сварных и болтовых узлов, и путем расчленения пространственной фермы на плоские с соответствующим распределением нагрузки по граням. Усилия в поясах и раскосах определяют в результате расчета плоской фермы графическим либо аналитическим методом. При графическом методе обычно пользуются построением диаграммы Максвелла — Кремоны. Аналитически усилия в стержнях фермы определяются известными приемами строительной механики (метод вырезания узлов, метод сечений). Усилия в ногах вышки и опорные реакции рассчитывают алгебраическим суммированием соответствующих усилий в смежных гранях.

Коэффициенты перегрузки в формуле (XIX.3) учитывают возможное превышение принятых в расчете нормативных нагрузок. Перегрузки могут быть вызваны различными причинами, в том числе в результате нарушения правил эксплуатации буровых вышек. Значения коэффициентов перегрузки устанавливаются на основе статистических данных об изменчивости нормативных нагрузок. Нормативная нагрузка, умноженная на коэффициент пе-

$$S = (10,245 + 9,491) \cdot 2,5 = 49,34 \text{ м}^2, \eta = 0,955$$

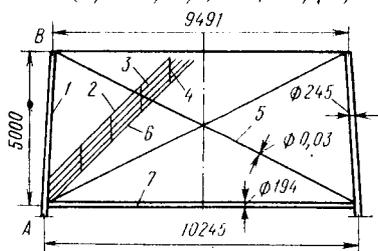
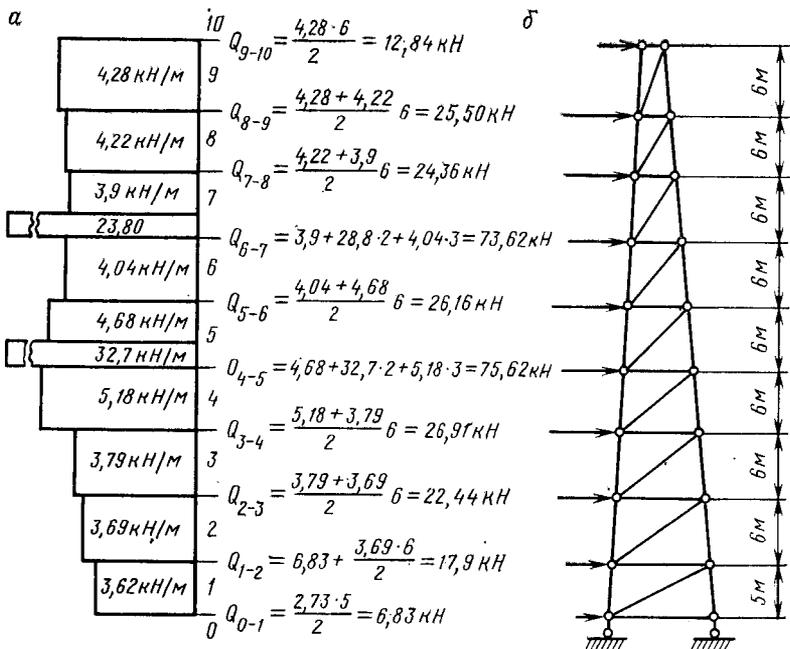


Рис. XIX.4. Конструктивная схема панели вышки:

1 — стойка; 2, 3, 4, 6 — детали лестницы; 5 — тяга; 7 — пояс вышки

Рис. XIX.5. Эпюры ветровой нагрузки (а) и расчетных сосредоточенных нагрузок (б)



регрузки, представляет собой наибольшую возможную нагрузку за время эксплуатации буровой вышки и называется расчетной нагрузкой.

Буровые вышки рассчитывают по наиболее опасным сочетаниям нагрузок при рабочем и нерабочем ее состоянии. Различные сочетания внешних нагрузок могут представлять большую опасность для одних элементов вышки и меньшую для других. В рабочем состоянии наиболее опасное сочетание нагрузок возникает при спуске обсадной колонны. При этом возможен случай, когда нагрузка на крюке, обусловленная весом обсадной колонны, равна допускаемой, за пальцем установлен полный комплект бурильных свечей, а скоростной напор ветра достигает наибольшего значения (250 Па), принятого для рабочего состояния. В нерабочем

состоянии наиболее опасны сочетания нагрузок на буровую вышку в том случае, когда полный комплект бурильных свечей установлен за пальцем, крюк разгружен, а скоростной напор ветра достигает наибольшего значения (700 Па), принятого для нерабочего состояния.

При расчете и проектировании буровых вышек, кроме того, учитываются сочетания нагрузок, действующих при подъеме и опускании вышки, а также при транспортировании вышки в собранном виде. Вероятность принятых сочетаний нагрузок учитывается коэффициентом сочетания $K_c=0,9$, который используется в качестве множителя для всех расчетных нагрузок, входящих в сочетание. Коэффициент сочетаний указывает, что одновременное достижение всеми нагрузками их наибольших значений допускается с определенной степенью вероятности.

Нагрузки по направлению их действия на вышку делятся на вертикальные и горизонтальные. Для ног и опор буровой вышки наибольшее значение имеют вертикальные нагрузки, для поясов и раскосов — горизонтальные.

Нормативные нагрузки для рабочего и нерабочего состояний вышек, учитываемые при расчете на прочность, а также соответствующие им коэффициенты перегрузки и сочетания приведены в табл. XIX.4 [17].

Вертикальные нагрузки распределяются между ногами вышки. Расчетное усилие на опору башенной вышки от вертикальных нагрузок

$$Q = \frac{(G_b + G_{об}) n_1 K_c + (P_{доп} + S_{п.в} + S_{н.в}) n_2 K_c}{3,6 \sin \alpha}, \quad (XIX.11)$$

где G_b — собственный вес буровой вышки; $G_{об}$ — собственный вес талевого механизма и другого установленного на вышке оборудования; $P_{доп}$ — допускаемая нагрузка на крюке; $S_{п.в}$, $S_{н.в}$ — вертикальные составляющие от усилий в подвижной и неподвижной струнах талевого каната; n_1 , n_2 — коэффициенты перегрузок (принимаются по табл. XIX.4); K_c — коэффициент сочетания нагрузок; α — угол между осью ноги вышки и вертикалью; 3,6 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между четырьмя ногами вышки (для А-образных вышек принимается равным 2).

Вертикальные и горизонтальные составляющие от усилий в неподвижной и подвижной струнах талевого каната

$$\begin{aligned} S_{н.в} &= S_n \cos \beta_1; & S_{п.в} &= S_n \cos \beta_2; \\ S_{н.г} &= S_n \sin \beta_1; & S_{п.г} &= S_n \sin \beta_2, \end{aligned} \quad (XIX.12)$$

где $S_{н.в}$ и $S_{н.г}$ — вертикальная и горизонтальная составляющие от усилия в неподвижной струне талевого каната; $S_{п.в}$ и $S_{п.г}$ — то же, от усилия в подвижной струне; β_1 и β_2 — углы наклона неподвижной и подвижной струн каната к вертикали.

Таблица XIX.4

Нагрузки	Рабочее состояние			Нерабочее состояние		
	Нагрузка	Коэффициент перегрузки	Коэффициент сочетания	Нагрузка	Коэффициент перегрузки	Коэффициент сочетания
<i>Вертикальные</i>						
Собственный вес вышки	+	1,1	0,9	+	1,1	0,9
Собственный вес талевого механизма и другого установленного на вышке оборудования	+	1,1	0,9	+	1,1	0,9
Допускаемая нагрузка на крюке	+	1,1	0,9	—	—	—
Вертикальные составляющие усилий в неподвижной и ходовой струнах талевого каната	+	1,1	0,9	—	—	—
<i>Горизонтальные</i>						
Горизонтальная составляющая усилий в неподвижных струнах талевого каната	+	1,1	0,9	—	—	—
Горизонтальная составляющая веса свечей за палец	—	—	—	+	1,1	0,9
Максимальный скоростной напор ветра	—	—	—	+	1,2	0,9
Эксплуатационный скоростной напор ветра	+	1,2	0,9	—	—	—
Горизонтальная нагрузка на палец от максимального ветрового напора	—	—	—	+	1,2	0,9
Горизонтальная нагрузка на палец от эксплуатационного напора ветра на пакет свечей	+	1,2	—	—	—	—

Примечание. Нагрузка учитывается «+»; нагрузка не учитывается «—».

Горизонтальная нагрузка на палец от веса свечей

$$Q_{св. г} = \frac{G_{св}}{2} \operatorname{tg} \gamma, \quad (\text{XIX.13})$$

где $G_{св}$ — вес комплекта свечей; γ — угол наклона к вертикали свечей, установленных за палец.

Горизонтальная нагрузка на палец от эксплуатационного ветрового напора на пакет свечей

$$Q_{св. п} = q_{св. п} n c B_{св}, \quad (\text{XIX.14})$$

где n — коэффициент перегрузки; c — аэродинамический коэффициент ($c=1,4$); $B_{св}$ — ширина пакета свечей; $q_{св. п}$ — нормативная ветровая нагрузка на 1 м пакета свечей:

$$q_{св. г} = \frac{q_1 a_1 h_1 + q_2 a_2 h_2 + \dots + q_n a_n h_n}{n}, \quad (\text{XIX.15})$$

где q_1, q_2, \dots, q_n — усредненные напоры ветра на рассматриваемом участке пакета (по эпюре на рис. XIX.5, а); a_1, a_2, \dots, a_n —

высота усредненного напора ветра на рассматриваемом участке; h_1, h_2, \dots, h_n — расстояние от опоры вышки до рассматриваемого участка усредненных напоров ветра; h — высота установки пальца.

Предельное усилие в формуле (XIX.1) определяется с учетом вида деформации рассчитываемых элементов. Для случая центрального растяжения стержня о его несущей способности судят по величине силы Φ :

$$\Phi = FR_n km, \quad (\text{XIX.16})$$

где F — площадь поперечного сечения стержня; R_n — нормативное сопротивление материала (для сталей равно нормативному пределу текучести); k — коэффициент однородности материала, учитывающий возможное уменьшение величины R_n ; m — коэффициент условий работы.

Коэффициент однородности материала $k=0,8 \div 0,9$. Он зависит от вероятного рассеивания механических свойств материала, обусловленного нестабильностью металлургических процессов, технологии изготовления и прочих причин. Произведение нормативного сопротивления R_n на коэффициент однородности материала называют расчетным сопротивлением $R=R_n k$.

Коэффициент условий работы m учитывает ответственность детали, последствия отказов, отклонение принятой расчетной схемы от действительных условий работы, возможные повреждения в процессе монтажа, транспортирования и эксплуатации буровых вышек. Согласно РТМ 26-02-6—68, значения коэффициента условий работы составляют:

Для сжатых элементов ног башенных вышек	0,80—0,90
Для сжатых элементов поясов (ног) мачтовых вышек	0,95
Для сжатых элементов решетки мачтовых вышек из одиночных уголков, прикрепленных к поясам одной полкой при помощи болтов	0,75
То же при помощи сварных швов:	
для перекрестной решетки с совмещенными в смежных гранях узлами	0,90
для елочной и перекрестных решеток с не совмещенными в смежных гранях узлами	0,80
Для сжатых элементов решетки мачтовых вышек из труб, прикрепляемых к поясам при помощи сварных швов	0,85—0,95

В случае продольного изгиба (потеря устойчивости прямой формы равновесия центрально сжатого прямого стержня) несущая способность

$$\Phi = FR_n k m \varphi \quad (\text{XIX.17})$$

(φ — коэффициент продольного изгиба, учитывающий уменьшение несущей способности для сжатых стержней).

Коэффициент продольного изгиба зависит от материала и гибкости детали. Последняя равна отношению приведенной длины к радиусу инерции поперечного сечения детали:

$$\lambda = \mu l / i. \quad (\text{XIX.18})$$

Так как потеря устойчивости, как правило, происходит в плоскости наименьшей жесткости, то в выражение гибкости (XIX.18) обычно входит минимальный радиус инерции i поперечного сечения. Коэффициент приведения длины μ , учитывающий вид заземления концов стержня, в расчетах детали вышки принимается равным 1. Предельные гибкости элементов башенных и мачтовых вышек принимаются по РТМ 26-02-6—68:

Для элементов ног	90
Для элементов решетки	120
Для прочих элементов	150

Выражение (XIX.1) первого предельного состояния буровой вышки с учетом рассмотренных предпосылок может иметь вид: по прочности

$$\sum N_i n_i K_c \leq FR_n km; \quad (\text{XIX.19})$$

по устойчивости сжатых элементов

$$\sum N_i n_i K_c \leq FR_n km \varphi. \quad (\text{XIX.20})$$

Из полученных выражений определяется необходимое нормативное сопротивление материала, так как площадь поперечного сечения деталей обычно задается предварительно для расчета действующих нагрузок от собственного веса вышки. Исходя из формулы (XIX.19), имеем

$$R_n \geq (\sum N_i n_i K_c) / F km.$$

Формулу (XIX.19) можно привести к виду, принятому в расчетах по допускаемым напряжениям. В простейшем случае — при центральном растяжении стержня усилием N ($K_c = 1$) — эта формула имеет вид:

$$Nn \leq FR_n km.$$

После деления полученного выражения на F , приняв $R_n = \sigma_T$, имеем

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq \sigma_T \frac{km}{n} = \frac{\sigma_T}{S},$$

где σ — действующее напряжение; σ_T — предел текучести материала; $S = n/km$ — запас прочности.

В расчетах по предельному состоянию коэффициент запаса прочности устанавливается дифференцированно в зависимости от вида нагрузки, применяемых материалов и условий работы конструкции. Это позволяет снижать общий коэффициент запаса, а следовательно, массу и стоимость конструкции в тех случаях, когда нормативные нагрузки и нормативные сопротивления материалов определяются с достаточной точностью и когда условия работы конструкции хорошо изучены.

Дифференцированные коэффициенты запаса позволяют обеспечить прочность конструкции в тех случаях, когда возможны

значительные превышения нормативных нагрузок, отклонение фактических сопротивлений материалов от нормативных и когда условия работы конструкции недостаточно изучены. Метод расчета по предельным состояниям требует более глубокого изучения условий эксплуатации буровых вышек, действующих на них нагрузок и механических свойств применяемых материалов.

Отклонение наголовника вышки допускается в пределах, обеспечивающих проход бурильной колонны через отверстие стола ротора:

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2,$$

где Δ_1 — отклонение наголовника вышки от оси скважины и ротора под действием постоянных, эксплуатационных и ветровых нагрузок; Δ_2 — отклонение наголовника вышки вследствие неточности ее изготовления и монтажа.

Для проверочных расчетов принимают

$$\Delta \leq (D - D_3)/2 \approx H/300,$$

где D — диаметр проходного отверстия в столе ротора; D_3 — диаметр бурильных замков; H — высота вышки;

$\Delta_2 \approx H/750$, тогда $\Delta_1 \leq \Delta - \Delta_2 \approx H/500$.

§ 4. ОСНОВАНИЯ БУРОВЫХ УСТАНОВОК. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И УСТРОЙСТВО

Основания буровых установок предназначены для монтажа бурового комплекса и его транспортировки с одной точки бурения на другую. Монтаж и перевозка бурового комплекса на специальных основаниях способствуют сокращению сроков строительства буровой и повышению оборачиваемости буровых установок. В зависимости от способов монтажа и транспортировки различают крупноблочные и универсальные основания. Последние позволяют транспортировать буровые комплексы крупными и мелкими блоками, а также отдельными агрегатами.

Основание буровых установок представляет собой металлическое сооружение высотой от 3 до 8,5 м, состоящее из отдельных сварных блоков, стыкуемых между собой болтами, стяжками и другими быстроразъемными соединениями.

Число и размеры блоков определяются способами монтажа и транспортировки. Несущие узлы и секции блоков имеют разъемные соединения и представляют собой пространственные и плоские фермы, свариваемые из швеллеров, двутавров, угольников, труб и листовой стали. Для снижения давления на грунт опорные поверхности блоков имеют достаточную площадь. Благодаря этому значительно упрощаются фундаменты, сооружаемые для монтажа буровых установок. Габариты и масса блоков с установленным оборудованием ограничиваются удельной нагрузкой на грунт и грузо-

подъемностью тяжеловозов, используемых для перемещения буровых установок на другую точку бурения.

Конструкция блоков основания должна обеспечить возможность размещения оборудования бурового комплекса и удобства монтажа, технического обслуживания и транспортировки этого оборудования с помощью тяжеловозов и других транспортных средств. Простота и экономичность конструкции должны сочетаться с достаточной прочностью и жесткостью оснований, обеспечивающих их надежность и работоспособность в процессе бурения скважин и при перемещении бурового комплекса на другую точку бурения. Основания должны иметь защиту от вибраций, создаваемых вследствие работы установленного на них оборудования. Чрезмерные вибрации недопустимы, так как приводят к нарушению нормального режима работы оборудования, утомлению обслуживающего персонала и преждевременным разрушениям сварных швов, болтовых соединений и других узлов и деталей основания и установленного на нем оборудования.

Основания буровых установок состоят из вышечного, лебедочного и энергетического блоков, блоков для размещения подсвечников и оборудования для приготовления растворов. Для ускорения монтажно-демонтажных работ вышечный и лебедочный блоки в ряде случаев объединяются в единый вышечно-лебедочный блок, представляющий собой металлическое двухъярусное сооружение (рис. XIX.6). Нижний ярус состоит из основных продольных 6 и поперечных 2 балок. К поперечным балкам 2, опирающимся на грунт, приварены кронштейны 5, служащие опорами мачтовой вышки, и опоры 3 для подкосов, удерживающих вышку в вертикальном положении. На нижнем ярусе установлены буровая лебедка, привод ротора, механизм крепления талевого каната и др. К балкам 2 присоединены несущие колонны верхнего яруса. На рабочей площадке 4 верхнего яруса размещены подсвечники, ротор, вспомогательная лебедка, ключ АКБ и пульт бурильщика. Рама рабочей площадки сварной конструкции состоит из двух продольных балок для установки подсвечника и двух подроторных балок.

Балки 6 вышечно-лебедочного блока при помощи стяжек 7 стыкуются с несущими балками энергетического блока 8, который аналогичным образом соединяется с насосным блоком 11. Оба блока установлены на стойках 10, опирающихся на грунт. При демонтаже буровой установки для освобождения от льда и примерзшего шлама стойки обогреваются паром. На энергетическом блоке 8 находятся силовые агрегаты и редукторы привода буровой установки. Насосный и энергетический блоки сварены из профильного проката и различаются габаритами и массой.

Известны конструкции оснований, состоящие из единого насосно-энергетического блока. Кронштейны 9, приваренные к несущим балкам блоков, служат опорой для тележек, при помощи которых блоки с установленным на них оборудованием перемещаются на другую точку бурения. У основания буровой установ-

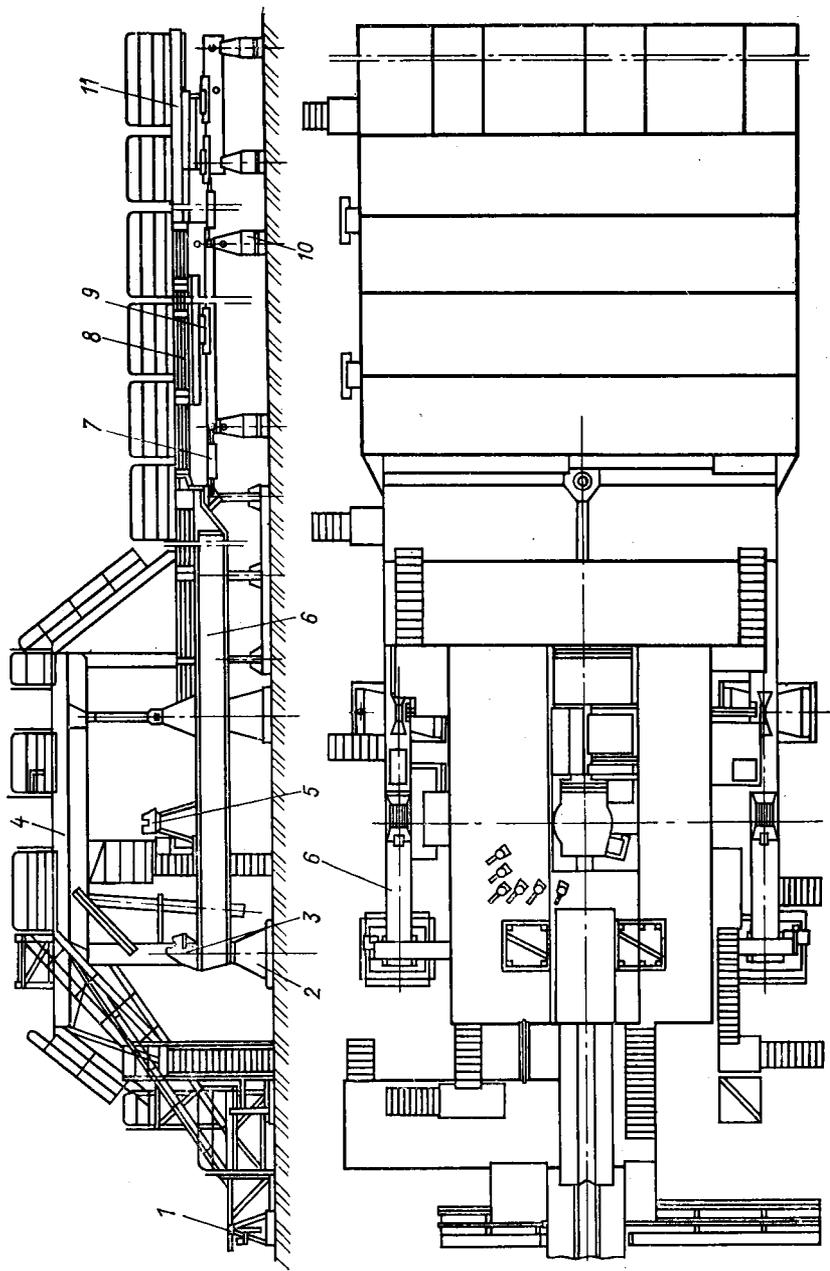


Рис. XIX.6. Основание и мостки буровой установки

лены мостки 1 со стеллажами для бурильных и обсадных труб. Мостки соединены с рабочей площадкой вышечно-лебедочного блока наклонной рамой с желобом, предназначенным для безопасного подъема труб с мостков на рабочую площадку.

Оборудование циркуляционной системы, дизель-электрический агрегат, баки для топлива и смазки, компрессорная станция и воздухохранилища, электрические распределительные устройства, котельная установка и другое вспомогательное оборудование размещены на металлических основаниях санного типа, свариваемых из отработанных труб. В конструкцию оснований входят укрытия для обслуживающего персонала и установленного оборудования, а также воздушные, гидравлические и электрические коммуникации. Все коммуникации имеют быстроразъемные соединения, облегчающие монтажно-демонтажные работы.

Каждый из рассмотренных блоков вместе с установленным оборудованием перевозят по открытой местности на специальных транспортных средствах (гусеничных тягеловозах, подкатных тележках на гусеничном либо пневматическом ходу). Трасса следования должна быть свободной от сооружений и других препятствий, мешающих передвижению блоков. В труднодоступных районах применяются мелкоблочные основания, представляющие собой сравнительно небольшие цельносварные пространственные конструкции, на которых размещают один или несколько агрегатов бурового комплекса в зависимости от их массы и габаритов. Обычно буровая установка расчленяется на 15—20 мелких блоков. Габариты и вес каждого блока позволяют перевозить их на

Т а б л и ц а XIX.5. Техническая характеристика оснований и способы монтажа буровых установок УЗТМ [1]

Параметры основания	БУ 3000БД	БУ 3000БЭ	БУ 5000 ДГУ-1	БУ 5000ЭУ	БУ 6500ДГ	БУ 6500Э	Уралмаш 15000
Отметки пола, м:							
рабочей площадки	4,5	4,5	6,2	6,2	7,0	7,0	6,0
лебедочного блока	4,5	4,5	2,6	2,6	2,4	2,4	2,0
энергоблока	2,8	2,9	2,6	2,6	2,4	2,4	0
насосного блока	0,965	0,955	2,3	2,4	0	0	0
Грузоподъемность подроторных балок, т	160	160	250	250	320	320	400
Грузоподъемность подсвечников, т	100	100	160	160	320	320	400
Отметка мостков и стеллажей, м	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Масса металлоконструкций оснований, т	110,6	96,3	141,7	146,2	139,5	145,5	6,0
Способ монтажа	Крупными блоками и агрегатный			Мелкими блоками и агрегатный			

другую точку бурения универсальным транспортом или волоком, а в труднодоступных районах бурения — вертолетами.

Основания буровых установок для скважин глубиной более 6500 м обычно расчленяются на отдельно транспортируемые секции. Это обусловлено сравнительно редкими перемещениями буровых установок, предназначенных для бурения столь глубоких скважин. Эти установки, так же как и буровые установки, имеющие крупно- и мелкоблочные основания, монтируют поагрегатно. Типы оснований и способы транспортировки и монтажа буровых установок различных моделей приведены в табл. XIX.5.

§ 5. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВАНИЙ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

Параметры оснований определяют, исходя из конструкции и технической характеристики буровой установки и требований, предъявляемых технологией бурения и способами транспортировки и монтажа буровых установок.

Грузоподъемности подроторных балок $Q_{п.б}$ и опор для ног вышки $Q_{оп}$ зависят от допускаемой нагрузки $P_{доп}$ на крюке буровой установки:

$$Q_{п.б} = Q_{оп} \geq P_{доп}.$$

Грузоподъемность балок для подсвечников $Q_{б.п}$ определяется по массе наиболее тяжелого комплекта бурильных свечей $G_{св}$, применяемого в буровых установках заданного класса:

$$Q_{б.п} \geq G_{св}.$$

Грузоподъемность платформ оснований выбирается по суммарной массе установленного на них оборудования, каркаса, коммуникаций и укрытий с учетом нагрузок, возникающих при перемещении буровой установки на другую точку бурения.

Высота вышечно-лебедочного блока выбирается из условий, обеспечивающих возможность размещения противовыбросового оборудования под полом рабочей площадки:

$$h_{в.лб} \geq h_{пр} + h' + h'',$$

где $h_{в.лб}$ — отметка пола рабочей площадки вышечно-лебедочного блока; $h_{пр}$ — высота превенторной установки; h' — зазор между превенторной установкой и пневматическим клиновым захватом ротора при опущенных клиньях; h'' — расстояние от торца клиньев ротора до пола рабочей площадки.

Следует учитывать, что высота расположения рабочей площадки вышечно-лебедочного блока должна быть достаточной для работы буровых насосов под заливом. Согласно этому, при

выборе высоты вышечно-лебедочного блока должно удовлетворяться условие

$$h_{\text{в.лб}} \geq h'' + h_5 + h_6 + h_7 + h_8 + h_9,$$

где h_5 — зазор между опущенными клиньями и дном устьевого желоба (50—70 мм); h_6 , h_7 , h_8 — перепад высот в устьевом желобе, виброситах и очистных желобах, необходимый для самотека промывочной жидкости, поступающей из скважины; h_9 — высота приемных емкостей буровых насосов.

Высоту мостков и стеллажей выбирают с учетом удобства выгрузки бурильных и обсадных труб с трубовозов, обычно она составляет 1,25 м.

Основания буровых установок рассчитывают по потере несущей способности, наступающей при нагрузках, которые вызывают разрушение либо потерю устойчивости несущих элементов основания (первое предельное состояние).

Глава XX

НАДЕЖНОСТЬ БУРОВЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Одним из важных свойств, характеризующих качество и технический уровень буровых машин и оборудования, является их надежность. Согласно принятой терминологии (ГОСТ 27.002—83), надежностью называют свойство технического объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования. Теоретические основы надежности, принятые термины и определения распространяются на все технические объекты и могут быть использованы в каждом конкретном случае на этапах разработки требований, проектирования, производства, применения, ремонта, исследований и испытаний на надежность.

На основе теории надежности устанавливаются закономерности возникновения отказов и восстановления работоспособности, прогнозируются возможные отказы, выявляются способы повышения надежности при конструировании, изготовлении и эксплуатации различных объектов, а также разрабатываются методы сбора, учета и анализа статистических данных, необходимых для расчета показателей надежности. Уровень надежности закладывается при проектировании, обеспечивается в процессе изготовления и поддерживается в эксплуатации.

Основное направление исследований надежности буровых машин и оборудования — изучение наиболее важных ее аспектов на основе общей теории надежности, практических достижений

В смежных областях техники и накопленных статистических данных. В результате этих исследований получены некоторые частные выводы и рекомендации.

Расширение работ в области надежности буровых машин и оборудования имеет первостепенное значение для дальнейшего роста эффективности бурения нефтяных и газовых скважин и сокращения капитальных затрат на создание промысловых ремонтных служб и заводов, занятых изготовлением сменного бурового оборудования, запасных узлов и деталей.

§ 1. ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПОНЯТИЙ

Термины и определения основных понятий в области надежности, принятые в науке, технике и производстве, установлены ГОСТ 27.002—83 и обязательны для применения в документации всех видов, в том числе в учебной литературе. Рассматриваемые термины и определения отнесены к техническому объекту, в качестве которого может быть буровая установка в целом, а также отдельные ее агрегаты, узлы и детали.

При изучении свойств и показателей надежности пользуются понятиями, характеризующими техническое состояние объекта и событие. Различают следующие состояния: исправное (исправность), неисправное (неисправность), работоспособное (работоспособность), неработоспособное (неработоспособность) и предельное.

В исправном состоянии объект соответствует всем требованиям нормативно-технической и конструкторской документации, *в неисправном* — не соответствует хотя бы одному из этих требований.

Работоспособность — это состояние объекта, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствуют требованиям нормативно-технической и конструкторской документации. Работоспособность объекта характеризуют совокупностью определенных признаков, главным образом нахождением значений заданных параметров объекта в пределах допусков, установленных для этих параметров. Кроме того, работоспособность объекта характеризуют рядом качественных признаков его нормальной работы. В неработоспособном состоянии значение хотя бы одного из параметров не соответствует указанным требованиям.

Понятие «исправность» шире понятия «работоспособность»: исправный объект удовлетворяет всем требованиям, а работоспособность лишь тем, которые обеспечивают нормальное функционирование объекта. Работоспособный объект может быть неисправным, например не удовлетворять эстетическим требованиям, если ухудшение внешнего вида объекта не препятствует его применению по назначению.

Предельным называют такое состояние объекта, при котором его дальнейшее применение по назначению недопустимо или

нецелесообразно. Предельные состояния возникают в случаях: неустраняемого нарушения требований безопасности (число оборванных проволок на шаге свивки талевого каната достигает норм браковки); неустраняемого превышения заданных параметров (износ канавки канатных шкивов превышает допустимые нормы); неустраняемого снижения эффективности эксплуатации (в результате износа цилиндрических втулок и поршней бурового насоса подача оказывается недостаточной из-за утечек); при необходимости проведения текущего либо капитального ремонта. Из приведенных примеров следует, что переход объекта в предельное состояние влечет за собой временное или окончательное прекращение применения объекта по назначению.

К понятию «событие» относятся повреждение и отказ, вследствие которых обычно происходит переход объекта из одного состояния в другое.

Повреждением называют событие, заключающееся в нарушении исправности при сохранении работоспособного состояния.

Отказ — событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния.

В сложных объектах возможно более подробное деление состояний объекта с выделением промежуточных состояний с пониженными уровнями качества функционирования.

Признаками возникновения отказа являются недопустимые изменения признаков работоспособности (выход значений параметров за пределы допуска, нарушения признаков нормальной работы и т. д.). Перечень наиболее распространенных повреждений и отказов, наблюдаемых в буровых машинах и оборудовании, приведен в табл. XX.1.

Наряду с износом, коррозией и усталостными разрушениями отказы могут быть вызваны грубыми нарушениями технологии изготовления, правил эксплуатации и технического обслуживания. При решении задач надежности важное значение имеют анализ и классификация отказов.

По частоте отказов, присущей данному объекту и условиям эксплуатации, различают единичные отказы (износ клапана бурового насоса) и повторяющиеся отказы (поломки пластин втулочно-роликовых цепей). Отказы относят к конструкционным производственным или эксплуатационным с целью установления стадии создания или существования объекта, на которой следует провести мероприятия для устранения причин отказов.

Явления, процессы, события и состояния, обусловленные возникновением отказа, называются последствиями отказов. Последствиями отказов буровых машин и оборудования могут быть материальные и трудовые затраты, связанные с необходимыми ремонтными работами; вынужденные простои в бурении; травмирование обслуживающего персонала и др.

В связи с возможными последствиями отказы буровых машин и оборудования условно можно разделить на три вида. К пер-

Т а б л и ц а ХХ.1

Повреждения и отказы	Объекты отказов и повреждений
Износ	Поршни, втулки, клапаны и штоки буровых насосов; подвижные уплотнения буровых насосов, вертлюга, гидротормоза; резьба бурильных труб и замков; подшипники, шарошки долот; тормозные шкивы и накладки; пальцы и втулки крейцкопфа; цепи; шкивы талевых механизмов; плашки автоматического бурового ключа
Усталостный излом	Бурильные трубы; проволоки талевого каната; цепи передач; валы лебедок, роторов, насосов и трансмиссий; элементы металлоконструкций; сетка вибросит
Остаточная деформация	Оси, валы, бурильные трубы, элементы металлоконструкций, шпонки и шлицевые соединения, сопряженные детали прессовых соединений
Трещины	Станина буровых насосов, тормозные шкивы буровых лебедок, несущие элементы оборудования
Увеличенный люфт	Механические передачи, рычаги управления
Ослабление креплений	Болтовые соединения
Потеря упругости	Пружины
Разрывы	Клиновые ремни, шланги, диафрагмы пневмокомпенсаторов
Нарушение герметичности	Уплотнение в гидравлических и пневматических устройствах
Потеря эластичности, старение	Изделия из резины и полимерных материалов
Разрегулировка	Тормоза, муфты, клапаны, подшипники валов, клиноремные передачи
Несрабатывание	Предохранительные клапаны, ограничитель подъема талевого блока, пневматические муфты

вому относятся отказы, вызывающие только материальные затраты, связанные со сменой и ремонтом отказавшего изделия. Подобные отказы характерны для резервированного и другого оборудования, отказы которых не вызывают длительных простоев, а стоимость ремонтов, связанных с устранением отказов, значительно превышает расходы из-за вынужденных простоев.

Второй вид отказов характеризуется экономическими потерями вследствие вынужденных простоев в бурении, значительно превышающих стоимость сравнительно несложных ремонтов. К третьему виду относятся отказы, вызывающие большие экономические потери из-за вынужденных простоев в бурении и сложности ремонта оборудования, а также отказы, в результате которых возможны аварии на буровой, угрожающие безопасности обслуживающего персонала. Примером подобных отказов является обрыв талевого каната, поломки бурильных и обсадных труб, разрыв гидрокоробки буровых насосов и др.

По возможности устранения отказов машины, оборудование и отдельные изделия подразделяются на восстанавливаемые и невосстанавливаемые. Восстанавливаемые — объекты, для

которых в рассматриваемой ситуации восстановление работоспособного состояния предусмотрено в нормативно-технической и конструкторской документации. К невозстанавливаемым относятся талевый канат, тормозные накладки, цилиндрические втулки и поршни, клапаны бурового насоса, долота, пружины, подшипники качения и другие объекты, восстановление которых не предусмотрено нормативно-технической и конструкторской документацией.

Наряду с этим различают ремонтируемые и неремонтируемые объекты. К ремонтируемым относятся объекты, для которых проведение ремонтов предусмотрено в нормативно-технической и конструкторской документации.

Надежность объекта определяется его безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью. Безотказность — это свойство объекта непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого времени или некоторой наработки. Для большинства видов буровых машин наработка измеряется машинным временем бурения и спуско-подъемных операций (буровые насосы, вертлюги, роторы, лебедки, кронблоки и др.). Наработка талевого каната измеряется работой, выраженной в тонно-километрах. Наработку буровых долот предлагается измерять суммарным числом оборотов. Для ряда других механизмов и деталей наработка измеряется числом рабочих циклов (буровые ключи, клиновые захваты, подшипники и др.). Безотказность может рассматриваться не только в режиме работы объекта, но и при хранении и транспортировании объекта.

Долговечность — это свойство объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния (неустранимого отказа) при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Это состояние может наступать вследствие износа, поломки, коррозии, ползучести и др. Наработка объекта от начала его эксплуатации или ее возобновления после определенного вида ремонта до наступления предельного состояния называется *техническим ресурсом*. Календарная продолжительность от начала эксплуатации объекта или ее возобновления после ремонта до перехода в предельное состояние называется *сроком службы*.

Объект может перейти в предельное состояние, оставаясь работоспособным, если, например, его дальнейшее применение по назначению станет недопустимым по требованиям безопасности (например, талевый канат, бурильные трубы), экономичности, эффективности и безвредности (например, дизель, буровой насос, долото и др.). Объект, перешедший в неработоспособное состояние может не достигнуть предельного состояния, если восстановление работоспособного состояния целесообразно и допустимо (например, подвижные уплотнения вертлюга, штока бурового насоса и др.).

Ремонтпригодностью называют свойство объекта, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнару-

жению причин возникновения отказов, повреждений и поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем технического обслуживания и ремонтов. Для буровых машин и оборудования имеется в виду их приспособленность к ремонту и техническому обслуживанию в полевых условиях с учетом унификации и возможности буровой бригады. Количественно ремонтпригодность определяется затратами времени, труда и средств. К числу факторов, определяющих ремонтпригодность машины, относятся: доступность, контролепригодность, легкосъемность, взаимозаменяемость, блочность и агрегатирование, степень унификации, количество смазываемых точек и др.

Сохраняемость — свойство объекта сохранять значения показателей безотказности долговечности и ремонтпригодности в течение и после хранения или транспортирования. Сохраняемость представляют в виде двух составляющих, одна из которых проявляется во время хранения, а другая — во время применения объекта после хранения и транспортирования. Это обусловлено тем, что продолжительное хранение и транспортирование в необходимых условиях могут отрицательно влиять не только на поведение объектов в процессе хранения и транспортирования, но и при последующем их использовании. Вторая составляющая сохраняемости имеет особенно существенное значение.

Срок сохраняемости — такая продолжительность пребывания объекта в режимах хранения и транспортирования, при которой изменения показателей безотказности, ремонтпригодности и долговечности, обусловленные его хранением и транспортированием, находятся в допустимых пределах. Следует различать сохраняемость объекта до ввода в эксплуатацию и в период эксплуатации (при перерывах в работе, связанных, например, с транспортировкой буровой установки на новую точку бурения). Во втором случае срок сохраняемости входит составной частью в срок службы. Срок сохраняемости объекта до ввода в эксплуатацию может включать в себя срок сохраняемости в упаковке и законсервированном виде.

Сохраняемость характеризует сопротивляемость объекта воздействию влажности, атмосферного давления и температуры, загрязненности рабочего места. Высокие показатели сохраняемости достигаются путем герметизации, нанесения лакокрасочных покрытий, использования опорных устройств, применения предохранительных колпаков и заглушек (например, для резьбы бурильных и обсадных труб) и др.

Для конкретных видов буровых машин и оборудования указанные свойства надежности могут иметь различную относительную значимость. Например, для тормоза буровой лебедки, отказ которого может повлечь крупные материальные убытки и человеческие жертвы, наиболее существенным свойством является безотказность. Для автомата подачи долота главное свойство — ремонтпригодность, так как его отказы не представляют опасности и не вызывают тяжелых последствий в бурении.

Важное понятие, относящееся к надежности,— резервирование. В технике под резервированием понимается средство повышения уровня надежности (особенно безотказности) введением дополнительных средств и возможностей. Цель резервирования — обеспечить отказоустойчивость объекта в целом, т. е. сохранить его работоспособность, когда возник отказ одного или нескольких элементов. В буровых установках используются следующие виды резервирования: общее, при котором резервируют объект в целом (например, вместо требующегося для пневмоуправления одного компрессора, устанавливают два); раздельное, при котором резервируются отдельные объекты или группы (например, в компоновке и схемах управления противовыбросовым оборудованием); замещение, при котором функции отказавшего объекта выполняются другим объектом (например, использование автомата подачи долота для подъема колонны труб в случае отказа буровой лебедки).

Отношение числа резервных изделий к числу резервируемых называется кратностью резервирования. Резервирование с кратностью, равной единице, называется дублированием. Любое резервирование усложняет конструкцию и должно иметь технико-экономическое обоснование.

При оценке надежности объекта, анализе проектных вариантов, назначении оптимальных режимов эксплуатации, разработке программ испытаний, контроле качества продукции и решении других практических задач в области надежности пользуются показателями надежности, выражающими количественные характеристики безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости.

Количественные показатели надежности, определяемые методами теории вероятности и математической статистики, устанавливают меру вероятности определенных событий, обусловленных качеством технических объектов.

Различают единичные и комплексные показатели надежности. Единичный показатель надежности количественно характеризует одно из свойств, составляющих надежность объекта. Комплексный показатель надежности количественно характеризует не менее двух основных составляющих, например безотказность и ремонтпригодность.

Основным показателем безотказности является вероятность безотказной работы $P(t_0)$, определяющая вероятность того, что в заданном интервале времени $t_0 = T$ (или в пределах заданной наработки) не возникает отказа объекта. Значение $P(t_0)$ как всякой вероятности находится в пределах $0 \leq P(t_0) \leq 1$.

Например, если вероятность безотказной работы машины за время $T = 1000$ ч равна 0,95, то это означает, что из большого числа однотипных конструкций в среднем около 5 % будут иметь отказы раньше чем через 1000 ч работы. Показатель $P(t_0)$ может быть применим для оценки безотказности машины и отдельных ее узлов и деталей. Так как безотказная работа и отказ — вза-

имно противоположные события, то сумма их вероятностей равна единице:

$$P(t_0) + Q(t_0) = 1,$$

где $P(t_0)$ — вероятность безотказной работы в интервале от 0 до t_0 ; $Q(t_0)$ — вероятность отказа в интервале от 0 до t_0 .

Значение вероятности безотказной работы не имеет смысла без указания конкретной наработки, в течение которой возможно возникновение отказа. Нельзя, например, утверждать, что вероятность безотказной работы цепной передачи $P(t_0) = 0,9$. Правильным будет утверждение, что вероятность безотказной работы цепной передачи $P(t_0) = 0,9$ за время $t_0 = 3000$ ч. Это означает, что в среднем 90 % цепей данного типа в определенных условиях проработают 3000 ч без замены, а 10 % будут иметь отказы до истечения 3000 ч работы.

К показателям безотказности относятся средняя наработка до отказа, гамма-процентная наработка до отказа, средняя наработка на отказ, интенсивность отказов и параметр потока отказов. В случае легко устранимых отказов, наблюдающихся в силовых агрегатах привода буровой установки, лебедках и буровых насосах, буровых автоматических ключах, клиновых захватах и других восстанавливаемых объектах, показателем безотказности является средняя наработка на отказ (наработка на отказ), определяемая отношением наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки.

Средняя наработка на отказ означает наработку восстанавливаемого объекта в среднем на один отказ в рассматриваемом интервале суммарной наработки или определенной продолжительности эксплуатации. Величина средней наработки на отказ зависит от начала наблюдений. Например, в период приработки наработка на отказ меньше, чем после его окончания. В период, предшествующий капитальному ремонту, наработка на отказ вновь снижается. Снижение средней наработки на отказ в начальном периоде эксплуатации обусловлено отказами деталей, имеющих скрытые производственные дефекты.

Параметр потока отказов определяется отношением среднего числа отказов восстанавливаемого объекта за произвольно малую его наработку к значению этой наработки. Термин интенсивность отказов означает условную плотность вероятности возникновения отказа невосстанавливаемого объекта, определяемую для рассматриваемого момента времени при условии, что до этого момента отказ не возник.

При снижении средней наработки на отказ значения параметра потока отказов и интенсивности отказов возрастают.

Для талевых канатов, тормозных накладок, подшипников и других невосстанавливаемых объектов показателем безотказности является средняя наработка до отказа, характери-

зующая математическое ожидание (среднее значение) наработки объекта от первого отказа.

В качестве показателей долговечности используются: средний ресурс, гамма-процентный ресурс, назначенный ресурс, средний срок службы, гамма-процентный срок службы, назначенный срок службы. В терминах показателей долговечности следует указывать вид действий после наступления предельного состояния объекта (например, средний ресурс до капитального ремонта, гамма-процентный ресурс до среднего ремонта и т. д.). Если предельное состояние обуславливает окончательное снятие объекта с эксплуатации, то показатели долговечности называются: полный средний ресурс (срок службы); полный гамма-процентный ресурс и т. д. В полный срок службы входят продолжительности всех видов ремонта.

Средним ресурсом называют математическое ожидание ресурса. Гамма-процентный ресурс — наработка (календарная продолжительность от начала эксплуатации объекта), в течение которой объект не достигает предельного состояния с заданной вероятностью γ , выраженной в процентах. Для невозстанавливаемых объектов ответственного назначения показателем долговечности является назначенный ресурс (срок службы), определяющий суммарную наработку (календарную продолжительность эксплуатации) объекта, при достижении которой применение по назначению должно быть прекращено независимо от состояния объекта.

Если известна функция наработки объекта до первого отказа, то среднюю наработку до отказа (средний ресурс, средний срок службы, средний срок сохраняемости) определяют по формуле

$$\bar{t} = \int_0^{\infty} t f(t) dt = \int_0^{\infty} t dF(t) = \int_0^{\infty} [1 - F(t)] dt,$$

где \bar{t} — средняя наработка до отказа (средний ресурс; средний срок службы; средний срок сохраняемости); $F(t)$ — функция распределения наработки до отказа (ресурс, срок службы, срок сохраняемости); $f(t)$ — плотность распределения наработки до отказа (ресурс, срок службы, срок сохраняемости).

Показателем ремонтпригодности является среднее время восстановления, выражающее математическое ожидание времени восстановления работоспособного состояния. Время восстановления складывается из времени обнаружения, поиска причины отказа и устранения последствий отказа. Среднее время восстановления \bar{t}_B

$$\bar{t}_B = \int_0^{\infty} t f_B(t) dt = \int_0^{\infty} t dF_B(t) = \int_0^{\infty} [1 - F_B(t)] dt,$$

где $f_B(t)$ — плотность распределения времени восстановления; $F_B(t)$ — функция распределения времени восстановления.

Нормирование среднего времени восстановления имеет значение для вертлюгов, роторов, манифольдов буровых насосов, пневмоприводов и других нерезервируемых объектов, длительный простой которых может повлечь за собой осложнения в бурении и значительные материальные потери. Среднее время восстановления нормируется для серийных машин и оборудования и может быть назначено для вновь проектируемых машин, не имеющих серийного аналога.

Показателем ремонтпригодности является вероятность того, что время восстановления работоспособного состояния объекта не превысит заданного, называемого вероятностью восстановления работоспособного состояния и представляющего собой функцию распределения времени восстановления при $t_b = T_b$, где T_b — заданное время восстановления.

Для оценки сохраняемости изделий пользуются двумя показателями: гамма-процентным и средним сроками сохраняемости. Термин средний срок сохраняемости означает математическое ожидание срока сохраняемости, включающего календарную продолжительность хранения и транспортирования объекта в заданных условиях, в течение и после которой сохраняются значения заданных показателей в установленных пределах. Г а м м а - п р о ц е н т н ы й с р о к с о х р а н я е м о с т и — срок сохраняемости, достигаемый объектом с заданной вероятностью γ , выраженной в процентах.

Буровые машины и оборудование, как правило, сохраняют заданные эксплуатационные показатели, если соблюдаются правила их хранения и транспортирования. Показатели сохраняемости обычно нормируются для изделий, при длительном хранении которых эксплуатационные показатели ухудшаются.

К комплексным показателям надежности относится коэффициент готовности. Для изделий, подлежащих немедленному восстановлению (например, труботрансформаторы, буровые ключи, насосы, вертлюги, задвижки и др.), коэффициент готовности

$$K_g = T_0 / (T_0 + T_b),$$

где T_0 — наработка на отказ; T_b — среднее время восстановления.

Из формулы следует, что коэффициент готовности характеризует одновременно два различных свойства: безотказность и ремонтпригодность. Время на восстановление работоспособности в условиях эксплуатации принято считать простоем.

Коэффициент готовности определяется для периодов между плановыми ремонтами и техническим обслуживанием. Численно он равен вероятности того, что объект окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент времени, кроме планируемых периодов, в течение которых применение объекта по назначению не предусматривается.

Для оценки надежности буровых машин может служить коэффициент технического использования, выражаю-

щий отношение математического ожидания интервалов времени пребывания объекта в работоспособном состоянии за некоторый период эксплуатации к сумме математического ожидания интервалов времени пребывания объекта в работоспособном состоянии, простоев, обусловленных техническим обслуживанием, и ремонтов за этот же период эксплуатации.

Коэффициент технического использования

$$K_{т. и} = T_{\text{раб}} / (T_{\text{раб}} + \Sigma T_{\text{рем}}),$$

где $T_{\text{раб}}$ — время работы за некоторый период эксплуатации; $\Sigma T_{\text{рем}}$ — суммарное время технического обслуживания и ремонтов (плановых и внеплановых) за этот же период эксплуатации.

Коэффициенты готовности и технического использования назначаются для ремонтируемых машин и оборудования, имеющих серийный аналог.

Экономическим показателем надежности буровых машин и оборудования может служить сумма затрат на проведение их технического обслуживания за время бурения скважин. Рассмотренные показатели наиболее существенны для оценки надежности буровых машин и оборудования.

§ 2. ВЫБОР НОМЕНКЛАТУРЫ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ БУРОВЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Номенклатура показателей надежности выбирается в зависимости от технических, эксплуатационных и экономических параметров и особенностей рассматриваемых машин и оборудования. Число выбранных параметров надежности должно быть минимальным, но достаточным для оценки, планирования и контроля уровня надежности, регламентации требований к надежности в технических заданиях, стандартах и других нормативно-технических и конструкторских документах на опытные и серийные машины и оборудование.

При выборочном рассмотрении технических условий и другой документации на буровые машины и оборудование, проведенном ВНИИНефтемашем, оказалось, что в большинстве случаев показатели надежности не указываются. В отдельных случаях указываются лишь показатели долговечности. Поэтому разработка номенклатуры нормируемых показателей надежности буровых машин и оборудования — неотложная задача отрасли.

В зависимости от последствий отказа, ремонтпригодности и признаков, по которым определяется необходимость прекращения эксплуатации, буровые машины и оборудование подразделяются на отдельные группы.

Первая группа объединяет ремонтируемые и эксплуатирующиеся до предельного состояния машины и оборудование, последствия отказов которых являются потери от вынужденных простоев и затраты на ремонтные работы. В число этой группы вхо-

дят буровая установка в целом, буровые и подпорные насосы, гидроциклонные установки и вибрационные сита системы очистки промывочного раствора, буровые лебедки, двигатели и силовые передачи привода буровых установок. Экономический эффект от эксплуатации указанных машин и оборудования зависит от длительности их безотказной работы и времени простоев из-за отказов.

За фиксированный период эксплуатации доля времени безотказной работы определяется коэффициентом готовности для оборудования, работающего в прерывистом режиме, и коэффициентом технического использования для оборудования, работающего в непрерывном режиме. Долговечность буровой установки в целом определяется полным средним ресурсом (срок службы), а других видов перечисленного оборудования — средним ресурсом до капитального ремонта.

За основные показатели надежности рассматриваемой группы машин и оборудования принимаются:

коэффициент готовности или коэффициент технического использования;

наработка на отказ;

средний ресурс до капитального ремонта или полный средний ресурс.

Во вторую группу входят буровая вышка и талевый канат, испытывающие циклические нагрузки. За цикл принимается подъем и спуск бурильной колонны при смене долота. Отказы вышки и талевого каната приводят к аварии на буровой и угрожают безопасности обслуживающего персонала. Эффект от эксплуатации в каждом цикле зависит от вероятности безотказной работы за время t , равное длительности цикла. В связи с многократным повторением циклов для полной характеристики надежности необходим также показатель долговечности, в качестве которого для буровой вышки принимается средний срок службы и для талевого каната — средний ресурс.

Нормируемыми показателями надежности второй группы оборудования являются:

вероятность безотказной работы за время t , $P(t)$;

средний ресурс и средний срок службы.

К третьей группе относятся ремонтируемое оборудование, первый отказ которого совпадает с наступлением его предельного состояния, и отдельные элементы машин и оборудования, которые эксплуатируются до первого отказа и не подлежат ремонту. Последствиями отказа ремонтируемого оборудования являются затраты на ремонт, а для неремонтируемых элементов — их утрата. К этому оборудованию относится ротор буровой установки, а к элементам — уплотнения, поршни, клапаны буровых насосов. Эффект от эксплуатации этих и подобных изделий зависит от их долговечности.

В качестве нормируемых показателей надежности принимаются:

средний ресурс до капитального ремонта (для ремонтируемого оборудования);

средний ресурс (для неремонтируемых узлов и деталей, а также для ремонтируемого оборудования, которое не подлежит капитальному ремонту).

Наиболее многочисленна четвертая группа оборудования, эксплуатируемая до предельного состояния, последствиями которого являются вынужденные простои и связанные с ними экономические потери, значительно превышающие затраты на ремонт. К этой группе оборудования относятся узлы талевого механизма, турботрансформаторы, цепные передачи, вертлюги, гидравлические затворы, дроссельно-запорные устройства, установка для осушки воздуха в системе пневмоуправления, тяжеловозы и др. Эффект от эксплуатации этого оборудования пропорционален доле времени его безотказной работы от общего времени работы и вынужденных простоев.

Наиболее важными показателями надежности являются:

коэффициент готовности или коэффициент технического использования;

средний ресурс до капитального ремонта либо полный средний ресурс.

В пятую группу входит ремонтируемое оборудование, эксплуатируемое до предельного состояния, после которого необходим капитальный ремонт. Отказы рассматриваемой группы оборудования не вызывают отказов и простоев буровой установки благодаря резервированию либо отсутствию непосредственной функциональной связи с процессами бурения. К этой группе относятся компрессорные блоки, топливомасляные установки, смесители и перемешивающие устройства, установки для очистки промывочного раствора и регенерации утяжелителя. Последствия отказа подобного оборудования — затраты на ремонт, величина которых за фиксированный период эксплуатации зависит от числа отказов.

Основными показателями надежности являются:

наработка на отказ;

средний ресурс до капитального ремонта либо полный средний ресурс.

К шестой группе относятся устройства, используемые для обеспечения безопасности и устранения аварий. Для оборудования шестой группы (например, противовыбросовое оборудование, ограничители подъема талевого блока) характерны режимы ожидания и работы. В режиме ожидания оборудование должно быть готово к применению, но при этом возможно наступление предельного состояния. Режим работы может наступить в произвольный момент эксплуатации, и оборудование должно работать непрерывно в течение определенного времени. Последствия отказа — аварии на буровой и угроза безопасности обслуживающего персонала.

Показателями надежности устройств, обеспечивающих безопасность и безаварийность работы, являются:

коэффициент оперативной готовности;
назначенный ресурс.

Как уже отмечалось, начальный период эксплуатации оборудования обычно характеризуется резко повышенным значением параметра потока отказов или интенсивности отказов вследствие скрытых дефектов конструктивного, технологического и производственного происхождения. После замены отказавших в период приработки элементов наступает период нормальной эксплуатации, характеризующийся накоплением изношенных, усталостных и других повреждений и редкими отказами из-за случайных чрезмерных нагрузок. Дальнейший (третий) период характеризуется интенсивным ростом числа отказов, обусловленным потерей несущей способности.

В большинстве случаев наработка измеряется машинным временем, выраженным в часах. Для буровых и подпорных насосов, роторов, вертлюгов, регуляторов подачи долота, узлов обвязки буровых насосов, установок для приговления и очистки промывочного раствора в машинное время включается продолжительность механического бурения, проработки и промывки скважины. Для буровых лебедок, кронблоков, талевых блоков и крюков в машинное время принято включать продолжительность спуско-подъемных операций, ловильных и других аварийных работ с бурильными и обсадными трубами. Для вспомогательных тормозов буровой лебедки машинное время определяется продолжительностью спуска инструмента.

Наработку гидротрансформаторов, цепных и зубчатых редукторов, коробки перемены передач, муфт и других узлов привода определяют по наработке приводимых машин и механизмов. В некоторых случаях машинное время недостаточно полно характеризует наработку на отказ. Для талевых канатов наработку принято определять по их работе, выраженной в тонно-километрах.

Отказы клиновых захватов, буровых ключей и других механизмов, используемых при спуско-подъемных операциях, зависят от числа циклов их работы. Поэтому наработку оборудования для спуско-подъемных операций определяют суммарным числом свинчиваний и развинчиваний свечей. В наработку буровых ключей дополнительно включают число наращиваний бурильной колонны. Нарработка клиновых захватов включает число посадок колонн бурильных и обсадных труб на клинья.

Наработка буровых вышек, оснований, резервуаров, устройств для обеспечения безопасности, задвижек для обвязки противовыбросового оборудования определяется календарным временем, выраженным в годах.

§ 3. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ

Факторы, влияющие на надежность буровых машин и оборудования, носят случайный характер. В связи с этим основной метод изучения надежности — статистический, а для решения теоретических задач используется теория вероятностей,

Исходными данными для расчета показателей надежности служат результаты лабораторных и промышленных испытаний, а также статистическая информация, полученная при эксплуатации и ремонте оборудования. Наиболее ценной является статистическая информация, учитывающая влияние на надежность всех эксплуатационных факторов, комплексное воспроизведение которых затрудняется при испытаниях на лабораторных стендах. Для накопления достаточного объема статистической информации, необходимой для достоверных оценок, требуется длительное время. Лабораторные испытания позволяют получить необходимые данные в более сжатые сроки, но требуют дополнительных затрат на создание и обслуживание специальных стендов и полигонов. Лабораторные испытания имеют особо важное значение при изучении надежности на стадии создания опытных образцов машин и оборудования.

В зависимости от испытуемого объекта и определяемых показателей надежности ГОСТ 27.002—83 установлены 13 разновидностей планов испытаний на надежность.

Показатели надежности, как это следует из ранее рассмотренных определений, являются случайными величинами и в результате опыта могут принимать то или иное заранее неизвестное значение. Случайная величина может быть дискретной (число отказов за время t , число отказавших объектов при испытаниях заданного объема и т. д.) либо непрерывной (срок службы, время работы до отказа, время восстановления работоспособности, время простоя в ремонте, продолжительность работы между ремонтами и др.).

С увеличением числа опытных данных обнаруживается определенная закономерность появления тех или иных случайных событий или значений случайных величин. При повторении опытов в одинаковых условиях одни значения появляются чаще, а другие — реже. Отношение частоты m_i появления данного значения случайной величины к общему числу значений N , зафиксированных в данном опыте, называется частотой или статистической вероятностью данной величины.

Например, если из 100 обследованных поршней ($N=100$) бурового насоса 90 поршней ($m_i=90$) имеют срок службы от 75 до 85 ч, то частота или статистическая вероятность этого значения срока службы составляет

$$\bar{p}_i = m_i/N = 90/100 = 0,9.$$

Вероятность является численной мерой возможности возникновения события.

Из определений частоты и вероятности следует, что они изменяются в пределах от 0 до 1, а вероятность всех возможных значений случайной величины равна единице.

Важная характеристика случайной величины (например,

срока службы или наработки на отказ) — оценка ее математического ожидания (средняя арифметическая):

$$\hat{T} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N t_i,$$

где t_i — значения случайной величины, полученные в 1, 2, ..., N -м наблюдениях; N — общее число наблюдений (значений случайной величины).

Практически приемлемую точность оценки математического ожидания случайной величины можно получить при относительно малом числе наблюдений ($N = 10 \div 20$). Мера рассеивания случайной величины относительно ее математического ожидания характеризуется дисперсией, средним квадратическим отклонением и коэффициентом вариации, подробное описание которых дается в теории вероятностей и математической статистике.

На основании опытных данных статистическая вероятность безотказной работы определяется по формуле

$$\hat{P}(t) = \frac{N - \Sigma m_i}{N} = 1 - \frac{\Sigma m_i}{N} = 1 - \hat{F}(t), \quad (\text{XX.1})$$

где $\bar{P}(t)$ — статистическая оценка вероятности безотказной работы; N — число изделий, поставленных на испытания; Σm_i — число объектов, отказавших ко времени t ; $\hat{F}(t)$ — статистическая оценка вероятности отказов.

Обозначив Σm_i через r , где r — число объектов, отказавших ко времени t , из общего числа наблюдаемых объектов N , работоспособных в начальный момент $t=0$, получим

$$\hat{P}(t) = (N - r)/N, \quad (\text{XX.2})$$

где $N - r$ — число объектов, проработавших безотказно до момента t .

Например, если из 100 однотипных деталей в течение 300 ч испытаний отказало восемь деталей, то по формуле (XX.2) вероятность безотказной работы этих деталей в течение указанного времени составляет

$$\hat{P}(300) = (100 - 8)/100 = 0,92.$$

Вероятность отказа из формулы (XX.1)

$$\hat{F}(300) = 1 - \hat{P}(300) = 0,08.$$

Интенсивность отказов статистически определяется отношением

$$\hat{\lambda}(t) = \frac{r(t + \Delta t) - r(t)}{N(t) \Delta t} = \frac{N(t) - N(t + \Delta t)}{N(t) \Delta t}, \quad (\text{XX.3})$$

где $r(t + \Delta t)$ — число отказов за время $t + \Delta t$; $r(t)$ — число отказов за время t ; $N(t)$ — число объектов, работоспособных ко вре-

мени t ; Δt — продолжительность интервала времени; $N(t + \Delta t)$ — число объектов, работоспособных ко времени $t + \Delta t$.

Так как $N'(t) = N(t + \Delta t) = \Delta r$ — число отказов за время Δt , а $N(t) = N - r$, то формулу (XX.3) можно представить в более удобном виде:

$$\hat{\lambda}(t) = \Delta r / (N - r) \Delta t. \quad (\text{XX.4})$$

В качестве примера рассмотрим данные, полученные при испытании цепей. Цепь состояла из 400 звеньев. За время $t = 3000$ ч число отказов составило $r(3000) = 200$, а за последующие $\Delta t = 100$ ч имели $\Delta r = 100$ отказов. Требуется определить $P(3000)$, $P(3100)$ и $\hat{\lambda}(3050)$.

По формуле (XX.2) найдем вероятность безотказной работы

$$\hat{P}(3000) = (400 - 200) / 400 = 0,5;$$

$$\hat{P}(3100) = \frac{N - (r + \Delta r)}{N} = \frac{400 - (200 + 100)}{400} = 0,25.$$

Число отказавших звеньев за время $t = 3050$ ч примем: $r(3050) = 200 + 50 = 250$, тогда

$$\hat{P}(3050) = (400 - 250) / 400 = 0,375.$$

По формуле (XX.4) определяем интенсивность отказов

$$\hat{\lambda}(3050) = \frac{\Delta r}{(N - r) \Delta t} = \frac{100}{(400 - 250) 50} = 0,013 \text{ ч}^{-1}.$$

Для невосстанавливаемых объектов (талевые канаты, подшипники, поршни, клапаны) средняя наработка до отказа статистически определяется отношением суммы наработки испытуемых объектов до отказа Σt_i к числу наблюдаемых объектов N :

$$\hat{T}_1 = \Sigma t_i / N. \quad (\text{XX.5})$$

Наработку на отказ статистически определяют отношением суммарной наработки восстанавливаемых объектов Σt_i к суммарному числу отказов этих объектов N_0 :

$$\hat{T}_0 = \Sigma t_i / N_0. \quad (\text{XX.6})$$

По опытным данным о ресурсе N объектов статистически средний ресурс оценивают по формуле

$$\hat{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i, \quad (\text{XX.7})$$

где X_i — ресурсы объектов.

Аналогично по опытным данным рассчитывают средние значения срока службы, срока сохраняемости, времени восстановления работоспособного состояния и трудоемкости восстановления.

Коэффициент готовности определяется отношением суммарного времени пребывания наблюдаемых объектов в работоспособ-

ном состоянии $\sum_{i=1}^N \varepsilon_i$ к произведению числа N этих объектов на продолжительность эксплуатации T_p (за исключением простоев на проведение плановых ремонтов и технического обслуживания):

$$\hat{K}_r = \frac{1}{NT_p} \sum_{i=1}^N \varepsilon_i, \quad (\text{XX.8})$$

где ε_i — суммарное время пребывания i -го объекта в работоспособном состоянии.

Если при установленном порядке обслуживания предусмотрено немедленное начало восстановления отказавшего объекта, то коэффициент готовности

$$K_r = T_0 / (T_0 + T_b).$$

Статистическая оценка показателей надежности широко используется при рассмотрении надежности буровых машин и оборудования.

Статистическую информацию используют для установления законов распределения показателей надежности, на основе которых рассчитывают вероятностные значения показателей надежности. В теории надежности для непрерывных случайных величин преимущественно используются экспоненциальный, Вейбулла и усеченный нормальный законы распределения. Методы выбора законов распределения и определения их параметров рассматриваются в курсах теории вероятностей и при достаточном объеме и качестве исходных данных (статистической информации) не представляют принципиальных трудностей.

Руководствуясь соображениями о природе происходящих отказов, а также опытом предшествующих исследований надежности аналогичных изделий и известными практическими рекомендациями, предварительно выбирают предполагаемый закон распределения. Если число значений случайной величины превышает 80—100, то диапазон изменения этих величин разбивают на разряды (промежутки времени t_i) и для каждого разряда находят из имеющихся данных точечные значения статистической функции распределения

$$\hat{F}(\bar{t}) = \frac{1}{N} \sum m_i,$$

где N — общее число значений случайной величины; $\sum m_i$ — накопленная частота для i -го разряда.

При $N < 80 \div 100$ рекомендуется находить последовательно значения $F(t)$ для каждой случайной величины упорядоченного (вариационного) ряда. Полученные точечные значения наносят на вероятностную бумагу, сетка которой соответствует предполагаемому закону распределения. Распределение точек на одной прямой свидетельствует о том, что опытные данные и принятый закон распределения согласуются. Допустимость принятого закона

распределения проверяется по известным критериям согласия. После установления закона распределения определяют его параметры. Для этого обычно пользуются построениями и соотношениями, приведенными непосредственно на вероятностной бумаге.

В качестве примера рассмотрим порядок построения функции распределения для следующего полученного в результате опыта вариационного ряда продолжительностей безотказной работы изделия (в ч):

115; 232; 328; 368; 393;
 404; 421; 457; 483; 511;
 527; 540; 544; 572; 598;
 605; 619; 613; 660; 681;
 736; 791; 942

Число отказов за время $t=942$ ч равно $N=23$. Результаты расчетов приведены в табл. XX.2.

Отложив значения t_i и \hat{P}_i на вероятностной бумаге, принятой для усечения нормального распределения, получим расположение Таблица XX.2

Номер отказа	Время наработки до отказа t_i , ч	Накопленная частота отказов $\sum m_i$	Накопленная частота отказов $\hat{F}_i = \frac{\sum m_i}{t}$	$\hat{P}_i = 1 - \hat{F}(t)$
1	115	1	0,04	0,96
2	232	2	0,08	0,92
3	328	3	0,12	0,88
4	368	4	0,16	0,84
5	393	5	0,21	0,79
6	404	6	0,25	0,75
7	421	7	0,29	0,71
8	457	8	0,34	0,66
9	483	9	0,39	0,61
10	511	10	0,44	0,56
11	527	11	0,50	0,50
12	540	12	0,54	0,46
13	544	13	0,58	0,42
14	572	14	0,62	0,38
15	598	15	0,66	0,34
16	605	16	0,70	0,30
17	619	17	0,74	0,26
18	633	18	0,78	0,22
19	660	19	0,83	0,17
20	681	20	0,87	0,13
21	736	21	0,91	0,09
22	791	22	0,95	0,05
23	942	23	1,00	0,00

Примечание. Число отказов во всех случаях $\Delta r = 1$.

отметок, показанное на рис. XX.1. Прямая, проведенная через полученные отметки, показывает, что опытные данные согласуются с принятым законом распределения. Из рис. XX.1 видно, что наибольшее отклонение $D=0,03$. Рассчитываем критерий согласия А. Н. Колмогорова

$$D\sqrt{K} = 0,03\sqrt{23} = 0,14,$$

где K — общее число экспериментальных точек.

Так как $0,14 < 1$, то следует считать, что выбранное теоретическое распределение согласуется с экспериментальным.

При выполнении практических расчетов надежности восстанавливаемых технических систем используется хорошо согласующийся с опытными данными экспоненциальный (показательный) закон распределения. Функция вероятности безотказной работы в этом случае имеет вид

$$P(t) = e^{-\lambda t}, \quad (\text{XX.9})$$

где e — основание натуральных логарифмов; λ — параметр распределения, который соответствует интенсивности отказов.

Существенным преимуществом экспоненциального распределения является то, что оно определяется одним параметром λ , зависящим от средней наработки на отказ

$$T = \int_0^{\infty} P(t) dt = \int_0^{\infty} e^{-\lambda t} dt = \frac{1}{\lambda}.$$

Из полученного выражения $\lambda = 1/T$.

Так как обычно $\lambda \leq 0,1$, то формула (XX.9) вероятности безотказной работы упрощается в результате разложения в ряд и отбрасывания малых членов

$$P(t) \approx 1 - \lambda t. \quad (\text{XX.10})$$

Плотность вероятности отказов

$$f(t) = \frac{dP(t)}{dt} = \lambda e^{-\lambda t}. \quad (\text{XX.11})$$

Согласно формуле (XX.9), значения вероятности безотказной работы в зависимости от $\lambda t = t/T_{\text{ср}}$ составляют:

λt	...	1	0,1	0,01	0,001	0,0001
$P(t)$...	0,368	0,9	0,99	0,999	0,9999

Так как при $t/t_{\text{ср}} = 1$ вероятность безотказной работы равна 0,368, то 63 % отказов возникает за время $t \leq t_{\text{ср}}$ и только 37 %

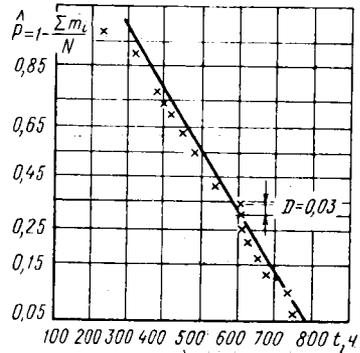


Рис. XX.1. Распределение отказов

Т а б л и ц а XX.3. Интенсивность отказов λ элементов механических передач

Элементы механических передач	Интенсивность отказов $\lambda \cdot 10^5 \frac{1}{ч}$		
	средняя	наименьшая	наибольшая
Двигатели:			
асинхронные	0,86	0,11	0,94
синхронные	0,03	0,01	0,05
постоянного тока	0,94	0,50	0,31
Гидродвигатели	0,43	0,14	0,23
Зубчатые одноступенчатые передачи	0,01	0,01	0,02
Насосы	1,35	0,11	0,49
Червячные редукторы	0,02	0,01	0,04
Коробки передач	0,07	0,01	0,43
Сложные зубчатые и червячные подачи	0,09	0,01	0,18
Дифференциальные механизмы	0,10	0,11	0,16
Шариковые подшипники	0,06	0,01	0,22
Ременные передачи	0,39	0,01	1,50
Валы и оси	0,03	0,02	0,06
Гидравлические поршни	0,02	0,01	0,04
Муфты:			
сцепления	0,01	0,01	0,11
упругие	0,07	0,01	0,14
фрикционные	0,03	0,01	0,09
электромагнитные	0,06	0,04	0,09
Шестерни	0,01	0,01	0,10
Тормоз лебедки	0,45	—	—
Барaban лебедки	0,43	—	—

позднее. Из приведенных значений следует, что для обеспечения вероятности безотказной работы 0,9 или 0,99 можно использовать соответственно только 0,1 и 0,01 долю среднего срока службы.

В табл. XX.3 приведены опытные значения интенсивности отказов часто встречающихся элементов конструкций, полученные в лабораторных условиях [30]. Данные таблицы могут служить лишь для грубой ориентировочной оценки интенсивности отказов при номинальных режимах и нормальных условиях. Для приближения к реальным условиям в расчет вводят поправочный коэффициент K_λ , ориентировочные значения которого приведены ниже.

Лабораторные и благоустроенные помещения	1
Стационарные наземные устройства	10
Аппаратура смонтирована:	
на кораблях в защищенных отсеках	17
на автомобилях	25
в железнодорожных вагонах	30

Пользуясь этими данными, можно по формуле (XX.10) вычислить вероятность безотказной работы P_i каждого из указанных элементов, входящих в проектируемую конструкцию. Вероятность безотказной работы всей конструкции, состоящей из n последова-

тельно соединенных независимых элементов, определяется по формуле

$$P_{\Sigma} = P_1 P_2 \dots P_n, \quad (\text{XX.12})$$

или для экспоненциального распределения

$$P_{\Sigma} = e^{-\lambda_{\Sigma} t} \quad (\text{XX.13})$$

где $\lambda_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \lambda_i$ — интенсивность отказов всей конструкции; λ_i — интенсивность отказов i -го элемента.

Если в сборочной единице соединены резервирующие элементы, то вероятность безотказной работы

$$P = 1 - (1 - P_1)(1 - P_2) \dots (1 - P_i),$$

где i — число параллельно соединенных элементов.

Если в системе циркуляции промывочной жидкости предусмотрены два независимых насоса, каждый из которых имеет $P = 0,9$, то вероятность безотказной работы всей системы резко возрастает: $P = 1 - 0,1^2 = 0,99$.

Рассмотрим пример расчета надежности лебедки. Необходимо ориентировочно определить, какой процент лебедок проработает без отказов в течение 200 ч, если принять экспоненциальное распределение безотказной работы ее элементов. В структурную схему лебедки входят асинхронный электродвигатель, упругая муфта, коробка перемены передач, две фрикционные муфты, тормоз и барабан на валу.

По табл. XX.2 для указанных элементов средние величины параметра интенсивности отказов на 10^5 ч работы равны: $\lambda_{\text{в}} = 0,86$; $\lambda_{\text{м}} = 0,07$; $\lambda_{\text{кпп}} = 0,07$; $\lambda_{\text{ф.м}} = 0,03$; $\lambda_{\text{т}} = 0,45$; $\lambda_{\text{б}} = 0,03$.

Вероятность безотказной работы всей лебедки определяется по формуле (XX.13), где $\lambda_{\Sigma} = (0,86 + 0,07 + 0,07 + 0,03 + 0,03 + 0,45 + 0,03) 10^{-5} = 1,54 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{ч}}$.

С учетом реальных условий эксплуатации примем $K_{\lambda} = 30$, тогда

$$\lambda'_{\Sigma} = \lambda_{\Sigma} K_{\lambda} = 4,62 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{ч}}.$$

Вероятность безотказной работы лебедки в течение 200 ч составит

$$P_{\Sigma}(t) = e^{-4,62 \cdot 10^{-4} \cdot 200} = 0,915.$$

Полученный результат показывает, что в течение 200 ч без отказов проработает в среднем около 90 % лебедок.

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ, ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ И СОСТАВ

Противовыбросовое оборудование предназначено для герметизации устья скважины с целью предотвращения открытых выбросов жидкости или газожидкостной смеси и фонтанов при бурении, испытании, опробовании и освоении скважины. Основная причина этих явлений — превышение пластового давления (давления в продуктивном пласте залежи) над давлением промывочной жидкости, заполняющей скважину:

$$p_{пл} > \rho g z,$$

где $p_{пл}$ — пластовое давление; ρ — плотность промывочной жидкости; g — ускорение свободного падения; z — глубина скважины.

Пластовое давление возрастает примерно на 0,1 МПа на каждые 10 м глубины залегания пласта. Однако встречаются изолированные участки с аномально низким или высоким пластовым давлением, не подчиняющиеся этому правилу. Интенсивность фонтанирования и выбросов возрастает с увеличением перепада давлений

$$\Delta p = p_{пл} - \rho g z.$$

Открытые фонтаны и выбросы представляют опасность для обслуживающего персонала, приводят к загрязнению окружающей среды и пожарам, тушение которых требует больших трудовых и материальных затрат. Противовыбросовое оборудование должно обладать абсолютной надежностью и высокой степенью готовности. Только тогда можно обеспечить своевременное перекрытие устья скважины при наличии или отсутствии в ней буровой колонны. При этом должна быть обеспечена возможность выполнения следующих технологических операций:

расхаживание, проворачивание и протаскивание буровых труб с замковыми соединениями и обсадных труб с муфтами; закрытая циркуляция промывочной жидкости с противодавлением на пласт;

закачка раствора в пласт буровыми либо цементировочными насосами.

В состав противовыбросового оборудования входят: превенторы, устьевая крестовина, надпревенторная катушка и разъемный желоб, составляющие стволовую часть превенторного оборудования; манифольды для обвязки стволовой части противовыбросового оборудования, обеспечивающие возможность управления скважиной при газонефтепроявлениях; станции управления превенторами и манифольдом.

Противовыбросовое оборудование устанавливают между устьем скважины и полом буровой установки. В связи с этим для уменьшения высоты и облегчения основания вышечного-лебедочного блока, масса и размеры которого возрастают с увеличением высоты пола буровой установки, необходимой для монтажа противовыбросового оборудования, превенторы и другие элементы его стволовой части должны быть компактными.

По правилам безопасности в нефтегазодобывающей промышленности установка противовыбросового оборудования обязательна при бурении на разведочных площадях, газоконденсатных и газовых месторождениях и на месторождениях с аномально высокими пластовыми давлениями. Устье скважины оборудуется превенторами после спуска и цементирования кондуктора и промежуточной колонны. Противовыбросовое оборудование испытывается на прочность и герметичность.

При испытании на прочность пробное давление p назначается в зависимости от допускаемого рабочего p_p :

$p = 2p_p$ — для превенторов с диаметром проходного отверстия менее 350 мм и рабочим давлением не более 70 МПа;

$p = 1,5p_p$ — для превенторов с диаметром проходного отверстия более 350 мм и рабочим давлением более 70 МПа.

Противовыбросовое оборудование испытывают на герметичность при $p = p_p$.

С целью повышения надежности противовыбросовое оборудование комплектуется резервными элементами, предназначенными для выполнения функций основных элементов в случае их отказов. При этом увеличиваются масса, габариты и стоимость этого оборудования. Однако надежность противовыбросового оборудования возрастает на несколько порядков. В целях безопасности пульт управления противовыбросовым оборудованием устанавливают на расстоянии не менее 10 м от устья скважины, а дублер — у поста бурильщика.

Основные параметры противовыбросового оборудования — диаметры проходных отверстий и рабочее давление превенторов и манифольда. Диаметры и присоединительные размеры превенторов согласуются с диаметрами долот, бурильных и обсадных труб, а также колонных головок, предназначенных для обвязки наружных концов обсадных колонн, зацементированных в скважине. Превенторы и задвижки должны иметь устройства для четкого дистанционного контроля их положения (открытые, закрытые).

§ 2. ПРЕВЕНТОРЫ

Для герметизации устья скважин используют плащечные, универсальные и вращающиеся превенторы.

Плащечный превентор (рис. XXI.1) предназначен для герметизации устья скважины при наличии и отсутствии труб в скважине. Корпус 2 превентора представляет собой стальную отливку

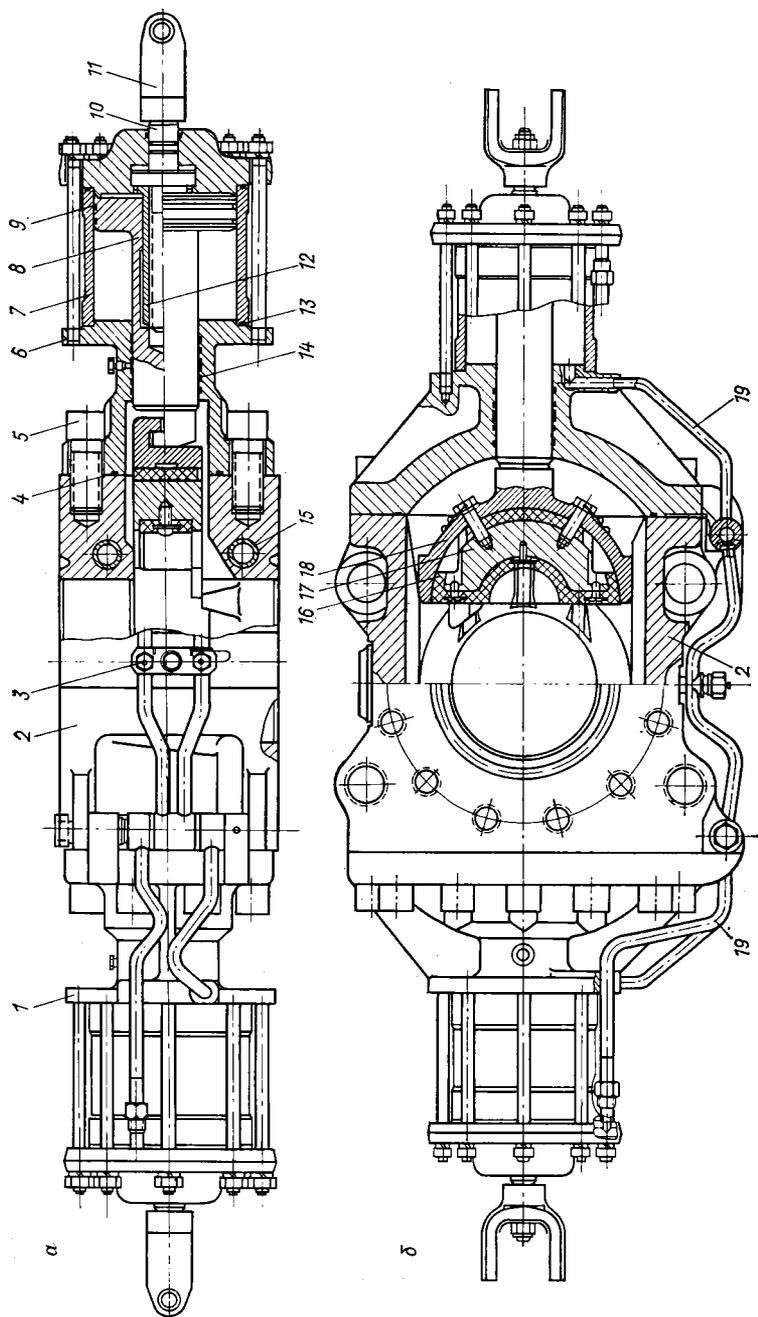


Рис. XXI.1. Плассенный превентор

с вертикальным проходным отверстием и цилиндрическими фланцами с резьбой для шпилек. Соединение шпильками позволяет уменьшить высоту превентора, однако требует точной его подвески при монтаже противовыбросового оборудования, обеспечивающей совпадение осей шпилек и отверстий фланца. Число и диаметр шпилек определяют из расчета фланцевого соединения на герметичность. На опорных поверхностях фланцев имеются канавки для уплотнительной стальной кольцевой прокладки восьмигранного сечения.

Корпус превентора снабжен горизонтальной сквозной полостью для размещения плашек 18. Снаружи полость закрывается боковыми крышками 1 и 6, которые крепятся к корпусу болтами 5. Стыки крышек с корпусом уплотняются резиновыми прокладками 4, установленными в канавках крышек. Используются и откидные крышки, шарнирно соединяемые с корпусом. Для предотвращения примерзания плашек в корпус превентора встраиваются трубки 15 для подачи пара в зимнее время. На боковых торцах крышек посредством шпилек крепятся гидроцилиндры 7 двустороннего действия для закрытия и открытия превенторов. Усилие, создаваемое гидроцилиндром, должно быть достаточным для закрытия превентора при давлении на устье скважины, равном рабочему давлению превентора.

Штоки поршней 8 снабжены Г-образным выступом для соединения с оправкой плашек. Под давлением рабочей жидкости, нагнетаемой из коллектора 3 по трубкам 19 в наружные полости гидроцилиндра, поршни перемещаются во встречном направлении и плашки закрывают проходное отверстие превентора. При нагнетании рабочей жидкости во внутренние полости гидроцилиндров плашки раздвигаются и открывают проходное отверстие превентора. Поршни и штоки, а также неподвижные соединения гидроцилиндров уплотняются резиновыми кольцами 9, 13, 14.

Гидравлическое управление превентором дублируется ручным механизмом одностороннего действия, используемым при отключении и отказах гидравлической системы, а также при необходимости закрытия превентора на длительное время. Ручной механизм состоит из шлицевого валика 10 и промежуточной резьбовой втулки 12, имеющей шлицевое соединение с поршнем. Валик 10 посредством вилки 11 кардана и тяги соединяется со штурвалом, вынесенным на безопасное расстояние от устья скважины. При вращении валика по часовой стрелке резьбовая втулка 12 приводится в прямолинейное движение и перемещает поршень до замыкания плашек превентора. Расчетное время закрытия превентора составляет 10 с при использовании гидравлической системы и 70 с при ручном управлении. При обратном вращении винта поршни остаются неподвижными, а резьбовые втулки благодаря шлицевому соединению с поршнями возвращаются в исходное положение. После перемещения резьбовых втулок в исходное положение превентор можно открыть при помощи гидравлической системы управления.

Таблица XXI.1. Основные параметры плашечных превенторов с гидравлическим и ручным управлением

Типоразмер	Диаметр проходного отверстия, мм	Рабочее давление p_p , МПа	Диаметр уплотняемых труб, мм	Высота, мм, не более	Масса, кг
ППГ-180×210	180	21	33—114	310	700
ППГ-180×350	180	35	33—127	350	750
ППГ-180×700	180	70	33—127	400	1000
ППГ-230×350	230	35	33—168	350	900
ППГ-230×700	230	70	33—168	430	1500
ППГ-280×210	280	21	33—168	430	1000
ППГ-280×350	280	35	48—219	500	1400
ППГ-280×700	280	70	48—219	550	1700
ППГ-350×210	350	21	114—219	450	1500
ППГ-350×350	350	35	60—273	500	1700
ППГ-350×700	350	70	60—273	600	3000
ППГ-425×140	425	14	60—340	450	1300
ППГ-425×210	425	21	60—340	500	1800
ППГ-520×140	520	14	60—425	590	2100
ППГ-520×210	520	21	60—425	640	2400

В плашечных превенторах применяют трубные плашки для герметизации устья скважины с подвешенной колонной бурильных или обсадных труб и глухие плашки при отсутствии труб в скважине. При необходимости используют специальные плашки для перерезания труб.

Плашки состоят из резинового уплотнителя 16 и вкладыша 17, соединенных с корпусом болтами и винтами. Армированные металлические пластины придают уплотнителю необходимую прочность и противодействуют выдавливанию резины при расхаживании колонны труб. Нарботка уплотнителя измеряется числом циклов закрытия превентора и суммарной длиной труб, протаскиваемых через закрытый превентор со скоростью 0,5 м/ч при давлении в гидроцилиндре и скважине не более 10 МПа. Согласно нормам, средняя наработка до отказа уплотнителя должна составлять не менее 300 закрытий превентора без давления и обеспечивать возможность протаскивания более 300 м труб через закрытый превентор.

Основные параметры плашечных превенторов приведены в табл. XXI.1.

В структурно-поисковом бурении используются плашечные превенторы ППБ-307×320 с электрическим приводом. Разработан и испытан плашечный превентор с односторонним приводом ПГО-230×320 Бр, плашки которого посредством рычагов перемещаются от одного силового цилиндра. Благодаря этому в превенторах ПГО плашки сходятся в центре проходного отверстия независимо от соосности превентора и подвешенной колонны труб. В целях снижения высоты стволовой части противовыбросового

рачивать бурильную колонну и протаскивать трубы вместе с муфтами и бурильными замками. Универсальный превентор способен герметизировать устье скважины независимо от диаметра и геометрической формы уплотняемого предмета. Корпус 17 представляет собой стальную отливку ступенчатой цилиндрической формы с опорным фланцем и шпильками 19 для крепления превентора, проушинами 10 для его подвески при монтажно-демонтажных работах и транспортировке.

В корпусе превентора располагаются полый ступенчатый поршень 9, резинометаллическая уплотнительная манжета 5 и предохранительная втулка 14. Уплотнительная манжета, имеющая форму усеченного конуса с осевым отверстием, контактирует с конусным отверстием поршня и упирается в крышку 2, снабженную проходным отверстием и прямоугольной резьбой для свинчивания с корпусом превентора. Крышка уплотняется манжетой 4 и фиксируется в затянутом состоянии стопорным болтом 3. Глухие резьбовые отверстия на опорном фланце крышки предназначены для шпилек 1, используемых для крепления фланцевой катушки противовыбросового оборудования. Кольцевые канавки на опорных фланцах корпуса и крышки предназначены для металлических уплотнительных колец 18.

Между корпусом, крышкой и поршнем образуются полости А и Б, сообщающиеся посредством штуцеров 8 и 13 и трубопроводов с гидравлической системой управления противовыбросовым оборудованием. При нагнетании масла из системы гидроуправления в полость Б поршень перемещается вверх и внутренним конусом сжимает уплотнительную манжету в радиальном направлении. В результате деформации проходное отверстие манжеты оказывается полностью закрытым. При наличии инструмента манжета обжимает его и перекрывает сечение между превентором и инструментом. Давление нагнетаемого в превентор масла устанавливается регулирующим клапаном системы гидроуправления.

Для устранения утечек масла используются самоуплотняющиеся манжеты 6, 7, 11, 12, 15, 16 и уплотнительные кольца 18. Уплотнительная манжета удерживается в закрытом состоянии усилием, создаваемым устьевым давлением в скважине на площадь поршня в полости В превентора. Превентор открывается в результате нагнетания масла в полость А и при одновременном сливе из полости Б. Под давлением масла в полости А поршень перемещается вниз и освобождает манжету, которая разжимается благодаря собственной упругости. Расчетное время закрытия универсального превентора не должно превышать 30 с.

Давление, необходимое для открытия превентора, определяется по условию

$$p_A F_A > p_B F_B, \text{ откуда } p_A > p_B F_B / F_A,$$

где p_A — давление рабочей жидкости в полости А; p_B — устьевое давление скважины; F_A и F_B — площади поршня в полостях А и Б.

Таблица XXI.2. Основные параметры универсальных превенторов

Типоразмер	Диаметр проходного отверстия, мм	Рабочее давление, МПа	Наибольший диаметр уплотняемых труб, мм	Высота, мм, не более	Масса, кг
ПУ1-180×210	180	21	127	830	1 300
ПУ1-180×350	180	35	127	970	2 000
ПУ1-180×700	180	70	127	1200	6 000
ПУ1-230×350	230	35	146	1170	3 300
ПУ1-230×700	230	70	146	1500	9 500
ПУ1-280×210	280	21	194	1050	2 700
ПУ1-280×350	280	35	194	1270	4 000
ПУ1-280×700	280	70	194	1700	13 000
ПУ1-350×210	350	21	273	1200	4 400
ПУ1-350×350	350	35	273	1430	8 000
ПУ1-350×700	350	70	273	1900	18 000
ПУ1-425×140	425	14	340	1300	6 200
ПУ1-425×210	425	21	340	1420	8 200
ПУ1-520×210	520	21	426	1700	15 000

Примечание. Цифра 1 в шифре означает номер модели. Вместо шифра ПУ1 в некоторых технических документах указывается шифр ПУГ, означающий — превентор универсальный с гидравлическим управлением.

Показатель надежности уплотнительных манжет — средняя наработка на отказ, нормируемое значение которого предусматривает безотказную их работу при протаскивании колонны труб длиной не менее 2000 м при давлении в скважине до 10 МПа. Для предохранения уплотнительных манжет от преждевременных повреждений торцы бурильных замков и муфт снабжаются фасками, проточенными под углом 18°. Универсальные превенторы, как и плащечные, различаются по диаметру проходного отверстия и рабочему давлению (табл. XXI.2).

Вращающиеся превенторы предназначены для герметизации кольцевого зазора между устьем скважины и бурильной колонной и обеспечения возможности вращения, подъема и спуска бурильной колонны при герметизированном устье. В составе противовыбросового оборудования вращающийся превентор используется при роторном бурении с очисткой забоя от выбуренной породы газом, воздухом или азрированным промывочным раствором, а также при обратной промывке скважины и вскрытии пластов с высоким пластовым давлением.

Вращающийся превентор (рис. XXI.3) состоит из корпуса 7, неподвижного патрона 4 и вращающегося ствола 6. В отличие от плащечного и универсального превенторов, имеющих гидравлический привод, во вращающемся превенторе используется самоуплотняющаяся манжета 9, которая обжимает обхватываемую часть бурильной колонны под действием собственной упругости и давления на устье скважины. Литой корпус 7 из легированной стали снабжен опорным фланцем для соединения с плащечным или

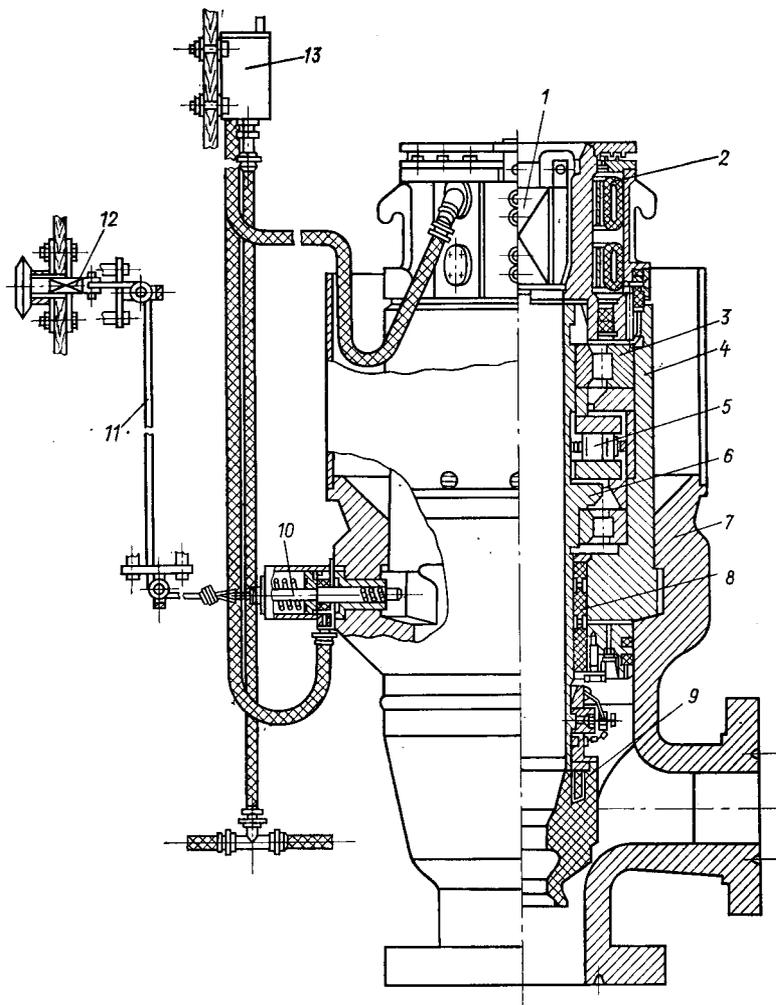


Рис. XXI.3. Вращающийся превентор

универсальным превентором и боковым отводом для присоединения к циркуляционной системе буровой установки.

Диаметр отверстия опорного фланца зависит от типоразмера превентора и должен быть достаточным для прохода долота. Ствол 6, имеющий форму полого цилиндра с наружным опорным фланцем, вращается на упорном 5 и радиальных 3 подшипниках. К стволу на быстросборном байонетном соединении крепится самоуплотняющаяся манжета с внутренними поясками квадратного и круглого сечений, предназначенными соответственно для уплотнения ведущей и бурильной труб. Проходное сечение ствола

меньше диаметра долота. Поэтому при спуске и смене его необходимо ствол отсоединить от корпуса превентора. Для этого ствол с патроном соединяют с корпусом превентора посредством байонетного затвора и фиксатора 10, снабженного дистанционным пневматическим и ручным управлением.

Перед установкой патрона в корпус фиксатор 10 с помощью пневмоцилиндра, управляемого с пульта 13, либо с помощью винта 12 и троса 11 отводится в крайнее левое положение и освобождает проход для установки патрона. После этого патрон вводят выступами в пазы корпуса и поворачивают по часовой стрелке до упоров, установленных в корпусе. Далее освобождают фиксатор, который под действием пружины пневмоцилиндра замыкает патрон в корпусе превентора. Чтобы вытащить патрон из корпуса, необходимо предварительно отключить фиксатор и повернуть патрон против часовой стрелки. Патрон поворачивают ведущей трубой, вращаемой ротором посредством вкладышей 1. Шинно-пневматическая муфта 2, включаемая с пульта 13, соединяет патрон со стволом, и в результате этого оба они совместно с ведущей трубой поворачиваются относительно корпуса превентора. Подшипники ствола смазываются жидким маслом, предохраняемым от утечек и загрязнения асбографитовыми манжетами 8.

Техническая характеристика вращающихся превенторов

Типоразмер	ПВ-156×320	ПВ-230×320	ПВ-307×200
Диаметр проходного отверстия, мм:			
корпуса превентора	156	230	307
ствола	130	158	215
бокового отвода	150	150	150
Давление, МПа:			
рабочее	32	32	20
пробное	64	64	40
допускаемое при наибольшей частоте вращения ствола	8	8	8
Диаметр, мм:			
корпуса патрона	380	510	515
сменных уплотнителей под трубы и квадратные штанги	73; 89	73; 89; 114	89; 114; 140
Наибольшая частота вращения ствола, об/мин	100	100	100
Высота, мм	1570	1550	1800
Масса, кг	1250	1785	1560

Превенторы ПВ-156×320 и ПВ-307×200 в отличие от ПВ-230×320 Бр не имеют шинно-пневматической муфты. Патроны этих превенторов освобождаются вручную, что создает неудобства при спуске и смене долот.

§ 3. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ ПРОТИВОВЫБРОСОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ СКВАЖИН

Состав и конструктивные связи основных элементов противовыбросового оборудования (ОП) указываются на схемах, изображаемых посредством условных графических обозначений. В зависи-

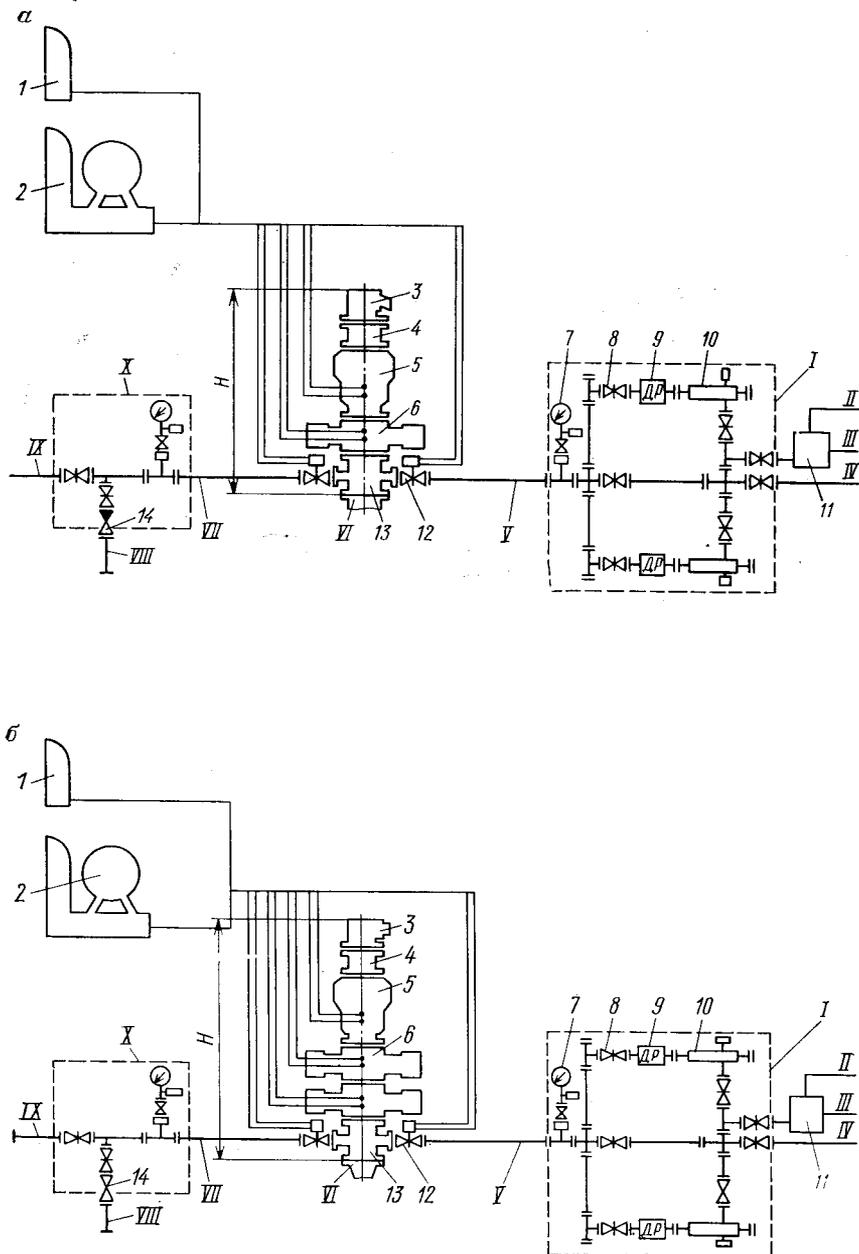
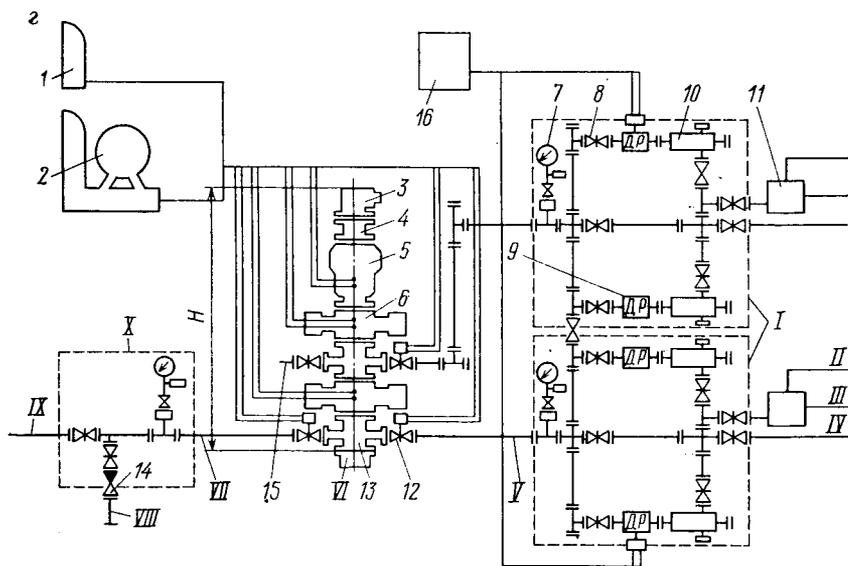
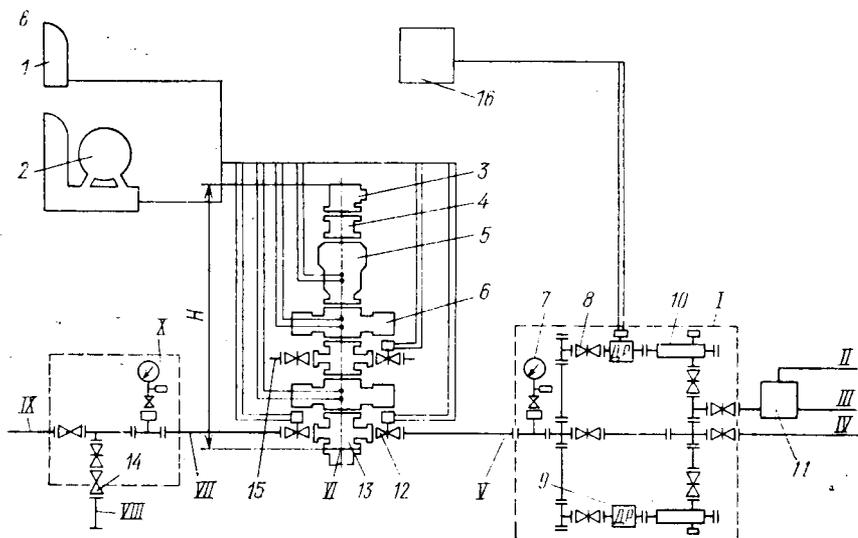


Рис. XXI.4. Схемы противовыбросового оборудования;
 1 — вспомогательный пульт; 2 — станция гидравлического управления; 3 — разъемный жеманометр с запорным и разрядным устройствами и разделителем сред; 4 — задвижка с ручным устройством; 5 — сепаратор; 6 — задвижка с гидравлическим управлением; 7 — блок дросселирования; 8 — задвижка с ручным устройством; 9 — задвижка с гидравлическим управлением; 10 — задвижка с гидравлическим управлением; 11 — в систему сжигания газа; жины; VII — линия глушения; VIII — к буровым насосам; IX — к насосным установкам



лоб; 4 — фланцевая катушка; 5 — универсальный превентор; 6 — плащечный превентор; 7 — ным управлением; 9 — регулируемый дроссель с ручным управлением; 10 — отбойная каннем; 13 — устьевая крестовина; 14 — обратный клапан; 15 — фланец; 16 — пулт управле- III — в систему очистки; IV — прямой сброс; V — линия дросселирования; VI — устье сква или прямой сброс; X — блок глушения.

мости от ожидаемой интенсивности нефтегазопроявлений, обусловленной геологическими факторами, рекомендуются следующие схемы противовыбросового оборудования, установленные ГОСТ 13 862—80:

- 1) двухпревенторная с двумя линиями манифольда и одной крестовиной (рис. XXI.4, а);
- 2) трехпревенторная с двумя линиями манифольда и одной крестовиной (рис. XXI.4, б);
- 3) трехпревенторная с двумя линиями манифольда и двумя крестовинами (рис. XXI, в);
- 4) трехпревенторная с тремя линиями манифольда и двумя крестовинами (рис. XXI.4, г).

На разведываемых площадях, газоконденсатных и газовых месторождениях, а также при бурении скважин с аномально высоким пластовым давлением обязательно устанавливаются два превентора, один из которых снабжается трубными, а второй глухими плашками. Трубные плашки должны соответствовать диаметру применяемых буровых труб. В типовых схемах 1—3 допускается замена универсального превентора дополнительным плашечным.

Типоразмеры превенторов выбирают с учетом давления вскрываемых пластов и диаметра отверстия стволовой части противовыбросового оборудования, необходимого для прохода долот и труб, используемых для дальнейшего углубления и крепления скважины.

Основные параметры противовыбросового оборудования и его составных частей приведены в табл. XXI.3 (ГОСТ 13 862—80).

Широкий диапазон значений проходного отверстия (180—680 мм) и рабочего давления (14—105 МПа) превенторов позволяет применять схемы компоновки противовыбросового оборудования 1 и 2 при бурении скважин под обсадные колонны труб диаметром 127—560 мм, используемых для крепления верхних и глубокозалегающих пластов. Типовые схемы противовыбросового оборудования 1 и 4 применяются при вскрытии глубокозалегающих пластов, характеризующихся высоким пластовым давлением (35—70 МПа) и обсаживаемых трубами диаметром 127—346 мм. Высота и масса стволовой части противовыбросового оборудования зависят от типовой схемы его компоновки и типоразмеров используемых превенторов.

В условном обозначении противовыбросового оборудования указаны номер типовой схемы, условный диаметр проходного отверстия и рабочее давление. Например, противовыбросовое оборудование, выполненное по схеме 2 с условным диаметром проходного отверстия 350 мм на рабочее давление 70 МПа, имеет обозначение: ОП2-350×70 ГОСТ 13 862—80.

Манифольд противовыбросового оборудования состоит из линий дросселирования и глушения, которые соединяются со стволовой частью противовыбросового оборудования и представляют собой систему трубопроводов и арматуры (задвижки с ручным и

Т а б л и ц а ХХІ.3. Основные параметры противовыбросового оборудования

Условный диаметр проходного отверстия стволовой части, мм	Рабочее давление, МПа	Типовая схема				Нагрузка на пласти, кН, не менее		Наибольший диаметр трубы, проходящий через ОП, мм	Высота стволовой части Н, м, не более, для схем			
		1	2	3	4	от веса колонны	выталкивающая		1	2	3	4
180	35	+	+			1000	500	127	2,9	3,8	—	—
	70		+	+		1600	800	127	—	4,7	4,9	—
230	35			+	+	1250	600	146	—	4,4	4,5	—
	70		+	+	+	2000	1250	146	—	4,8	5,0	5,0
280	21	+	+			2000	1000	194	2,9	3,7	—	—
	35	+	+	+	+	2000	1600	194	3,6	4,8	5,0	5,0
	70			+	+	2500	2000	194	—	—	5,8	5,8
	105	+	+			2500	2000	194	—	—	6,7	6,7
350	21	+	+			1600	1250	273	3,4	4,5	—	—
	35	+	+		+	2500	1600	273	3,7	4,7	4,8	4,8
	70			+	+	2800	2000	273	—	—	6,5	6,5
425	21	+	+			2000	1600	346	3,7	5,0	—	—
	35	+	+	+	+	2800	1600	346	—	5,6	5,8	5,8
540	14	+	+			1250	1000	426	3,6	5,9	—	—
	21	+	+			2000	1600	426	4,1	5,4	—	—
680	14	+				2500	2000	560	4,0	—	—	—

Примечания. 1. Знак «+» означает применение ОП по данной схеме. 2. Высота для случая, когда присоединительные элементы составных частей выполнены в виде фланцев без учета установки дополнительных фланцевых катушек.

гидравлическим управлением, регулируемые дроссели с ручным и гидравлическим управлением, манометры и др.).

Линия глушения соединяется с буровыми насосами и служит для закачки в скважину утяжеленного раствора по межтрубному пространству. При необходимости линию глушения можно использовать для слива газированного промывочного раствора в камеру-дегазатор циркуляционной системы буровой установки. Линия дросселирования служит для слива промывочного раствора и отбора флюидов из скважины с противодействием на пласт, а также для закачки жидкости в скважину с помощью цементировочных агрегатов. В типовой схеме 4 противовыбросового оборудования, применяемой при бурении скважин с повышенной опасностью нефтегазопроявлений, верхняя линия дросселирования является резервной.

Манифольды противовыбросового оборудования рассчитывают на рабочее давление: 21, 35, 70 МПа. По конструкции задвижек манифольды делятся на два типа: МП — с клиновыми задвижками и МПП — с прямоочными задвижками. Манифольды типа МП в блочном исполнении имеют шифр МПВ. Шифр манифольдов дополняется цифрами, указывающими диаметр их проходного отверстия и рабочее давление (например МПВ-80×35). В совре-

менных манифольдах диаметр проходного отверстия принимается равным 80 мм для всех схем противовыбросового оборудования.

Задвижки манифольда имеют ручное и гидравлическое дистанционное управление. Главными являются задвижки с гидравлическим управлением, осуществляемым посредством гидроцилиндра двойного действия, поршень которого соединяется с шибером задвижки. От безотказности главных задвижек зависит надежность противовыбросового оборудования. Это требует постоянного контроля за техническим состоянием их. В задвижках с ручным управлением шибер соединяется со шпинделем, выдвигаемым при вращении маховика.

Дроссели (штуцеры) имеют ручное или гидравлическое дистанционное управление и служат для создания противодействия на пласт с целью плавного регулирования скорости потока жидкости, поступающей из скважины. Работа дросселя регулируется осевым перемещением конического наконечника, в результате которого изменяется проходное сечение дросселя.

В линиях глушения и дросселирования применяются высококачественные бесшовные трубы. Фланцевые соединения манифольда уплотняются металлическими кольцевыми прокладками. Базовой деталью для монтажа стволовой части и манифольда противовыбросового оборудования является устьева (верхняя) крестовина колонной головки. При несоответствии диаметров крестовины и превентора между ними устанавливается переводная катушка или переводной фланец. Линии манифольда должны быть прямыми и отведены от дорог, линий электропередач и других сооружений. Поворот линии манифольда допускается в исключительных случаях и только с применением стальных кованных угольников.

Манифольд устанавливается на саях с телескопическими стойками, позволяющими регулировать высоту его расположения в пределах 0,65—1,25 м в зависимости от положения колонной головки над устьем скважины, изменяющегося после спуска и цементирования очередной обсадной колонны. Высота разъемного желоба устанавливается по расстоянию между фланцевой катушкой и ротором буровой установки.

§ 4. УПРАВЛЕНИЕ ПРОТИВОВЫБРОСОВЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ

Внезапность выбросов нефти и газа и непредсказуемость возникающих аварийных ситуаций требуют оперативных и безопасных средств управления противовыбросовым оборудованием, сохраняющих работоспособность в произвольный момент времени. Эти требования удовлетворяются при использовании дистанционного гидравлического привода и механического привода, применяющегося в качестве дублирующего.

Превенторы, задвижки и дроссели открываются и закрываются с основного и вспомогательного пультов. Основной пульт вместе со станцией гидравлического управления устанавливается на расстоянии не менее 10 м от устья скважины, обеспечивающем безо-

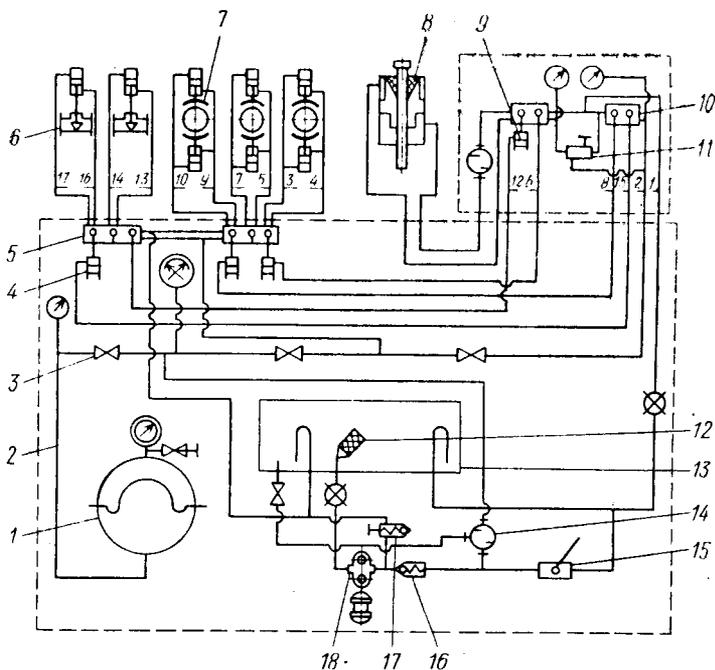


Рис. XXI.5. Схема гидропривода

пасность доступа к нему в случае возникновения пожара. Вспомогательный пульт располагается у поста бурильщика и дублирует основной пульт управления. Механический привод используется для закрытия плашечных превенторов в случае отказа гидравлического привода, а также для фиксации плашек в закрытом состоянии на длительное время.

Основной и вспомогательный пульта монтируют на отдельных рамах, представляющих собой компактные транспортабельные блоки. Общее представление о принципе действия привода противовыбросового оборудования можно получить из рассмотрения схемы на рис. XXI.5. Масло, используемое в качестве рабочей жидкости гидропривода, из бака 13 по маслосборнику 12 засасывается шестеренным насосом 18 и нагнетается через обратный клапан 16 и фильтр 14 в гидроаккумулятор 1, который представляет собой сферический баллон с диафрагмой, отделяющей масло от азота, заполняющего наддиафрагменную камеру гидроаккумулятора.

По мере поступления масла объем газовой камеры уменьшается и вследствие этого давление газа в гидроаккумуляторе возрастает. Рабочее давление в гидроаккумуляторе не превышает 10 МПа и ограничивается предохранительным клапаном 17.

Благодаря гидроаккумулятору можно накопить энергию, необходимую для оперативного управления превенторами и задвижками, используя при этом насосы сравнительно небольшой мощности. В случае отключения электроэнергии или отказа шестеренного насоса гидроаккумулятор заряжается ручным насосом 15.

Из гидроаккумулятора по трубопроводу 2 и вентили 3 масло нагнетается в блок распределителей 5 основного пульта, управляющих задвижками 6 и плашечными превенторами 7. Из левого распределителя основного пульта масло нагнетается в блокировочный цилиндр 9 вспомогательного пульта и далее в запорную камеру универсального превентора 8. Блокировочный цилиндр имеет одностороннее действие, при котором исключается возможность открыть превентор со вспомогательного пульта в том случае, когда он закрывается с основного пульта.

Управление плашечными превенторами и задвижками со вспомогательного пульта осуществляется посредством блока распределителей 10, подающих масло в блокировочные цилиндры 4 соответствующих распределителей 6 основного пульта. В рассматриваемом случае блокировочные цилиндры используются для того, чтобы исключить возможность управления плашечными превенторами и задвижками с основного пульта при командах, получаемых со вспомогательного пульта. Распределить блока 10, управляющий универсальным превентором, питается через регулирующий клапан 11, автоматически поддерживающий установленное давление в запорной камере превентора при протаскивании через уплотнитель бурильных труб и замков.

Отработанное масло из превенторов и задвижек поступает в приемный бак 13, из которого вновь подается насосом 18 или 15 в гидроаккумулятор, совершая замкнутую циркуляцию.

ПРИЛОЖЕНИЕ

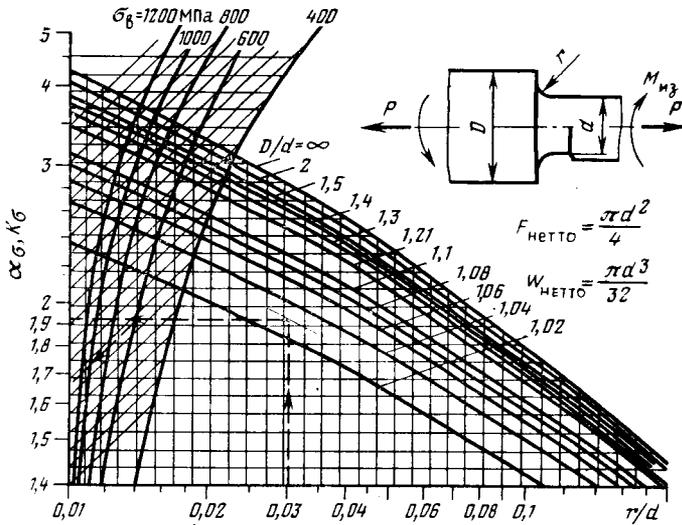


Рис. 1П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и растяжении-сжатии для ступенчатых валов и осей (с галтелью).

Пример. Дано: $r/d=0,03$; $D/d=1,03$; $\sigma_0 = 600$ МПа. Ответ: $\alpha_\sigma = 1,92$; $K_\sigma = 1,67$

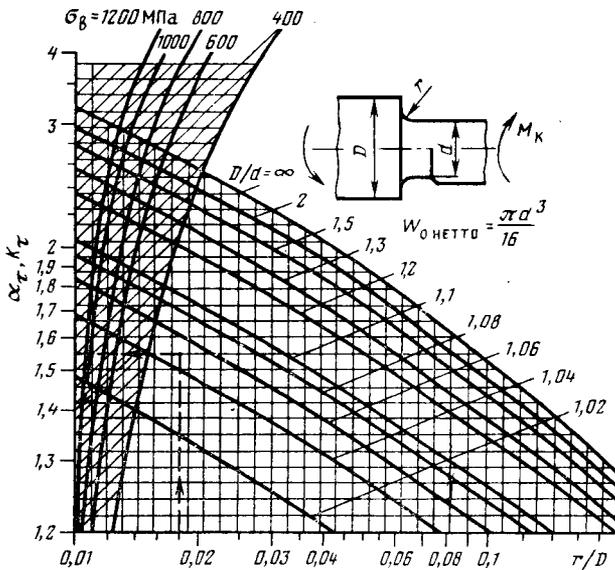


Рис. 2П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при кручении для ступенчатых валов и осей (с галтелью).

Пример. Дано: $r/d=0,018$; $D/d=1,05$; $\sigma_0 = 500$ МПа. Ответ: $\alpha_\tau = 1,55$; $K_\tau = 1,4$

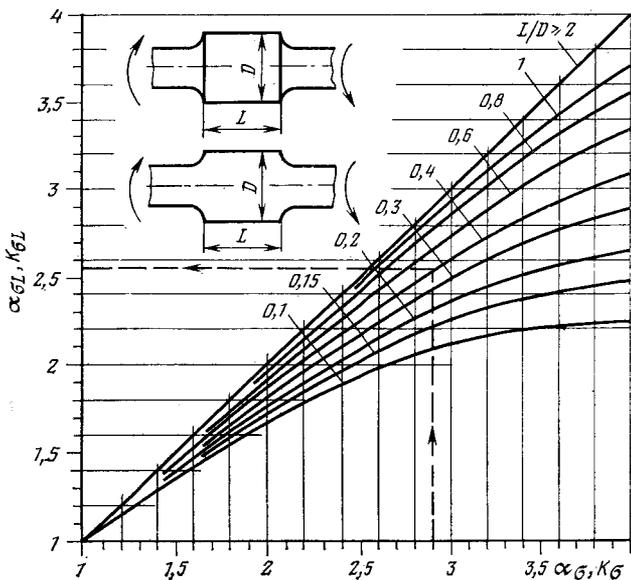


Рис. 3П. График для перерасчета эффективного коэффициента концентрации напряжений при изгибе (при кручении ориентировочно) для ступенчатых валов и осей в зависимости от длины бурта.

Пример: Дано: $K_G = 2.9$; $L/D = 0.4$. Ответ: $K_{G2} = 2.55$

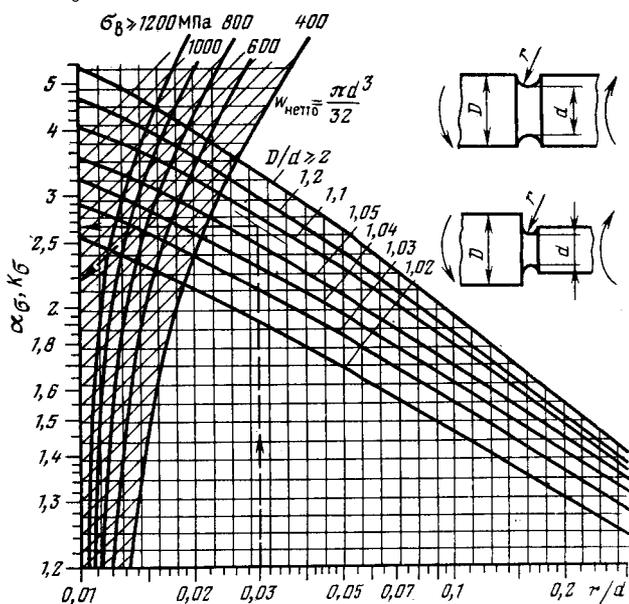


Рис. 4П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе валов и осей с выточкой.

Пример: Дано: $r/d = 0.03$; $D/d = 1.08$; $\sigma_a = 900$ МПа. Ответ: $\alpha_G = 2.70$; $K_G = 2.18$

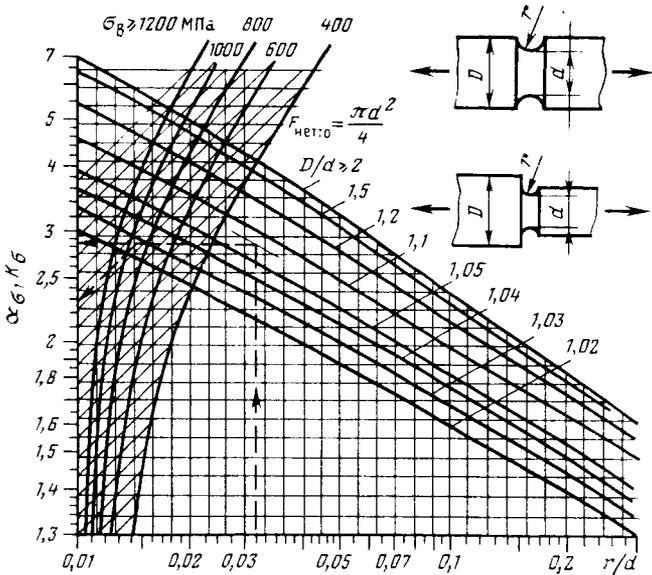


Рис. 5П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при растяжении-сжатии валов и осей с выточкой.

Пример. Дано: $r/d=0,03$; $D/d=1,08$; $\sigma_B=900$ МПа. Ответ: $\alpha_{\sigma}=2,85$; $K_{\sigma}=2,25$

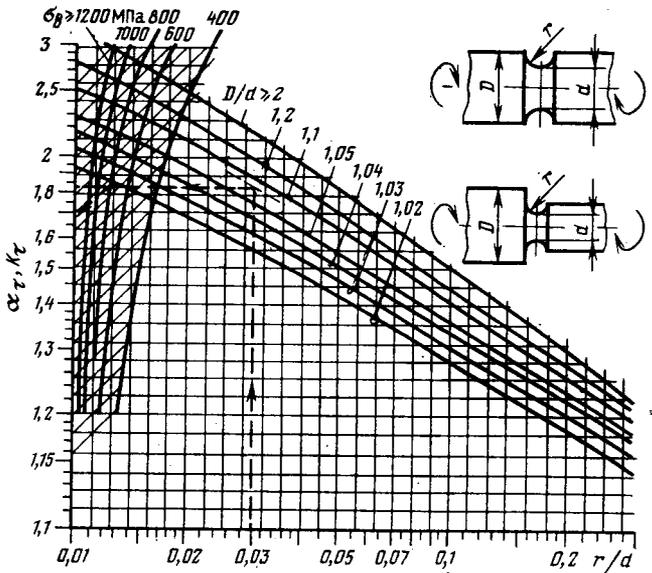


Рис. 6П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при кручении валов и осей с выточкой.

Пример. Дано: $r/d=0,03$; $D/d=1,08$; $\sigma_B=900$ МПа. Ответ: $\alpha_{\tau}=1,84$; $K_{\tau}=1,69$

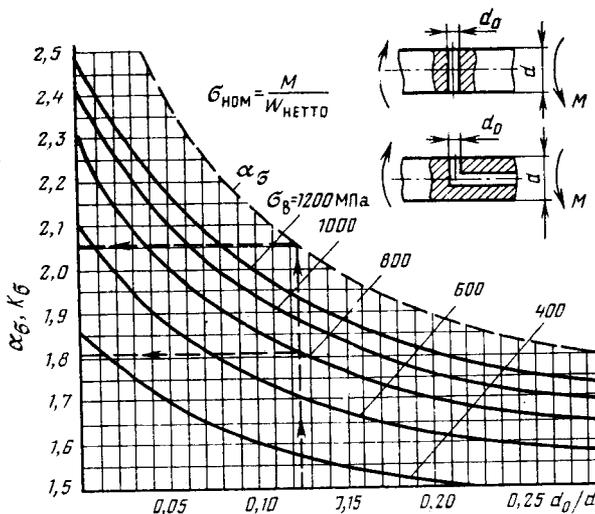


Рис. 7П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе валов и осей с поперечным отверстием.

Пример. Дано: $d_0/d = 0,125$; $\sigma_b = 800 \text{ МПа}$. Ответ: $\alpha_\sigma = 2,06$; $K_\sigma = 1,81$

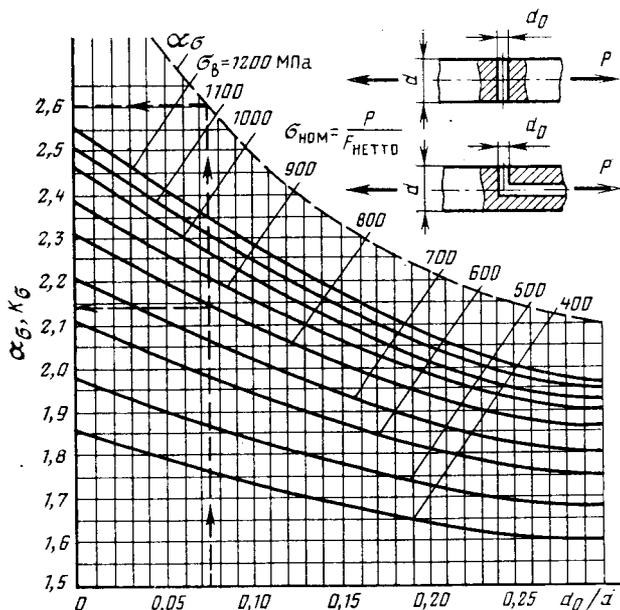


Рис. 8П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при растяжении-сжатии валов и осей с поперечным отверстием.

Пример. Дано: $d_0/d = 0,075$; $\sigma_b = 800 \text{ МПа}$. Ответ: $K_\sigma = 2,13$; $\alpha_\sigma = 2,61$

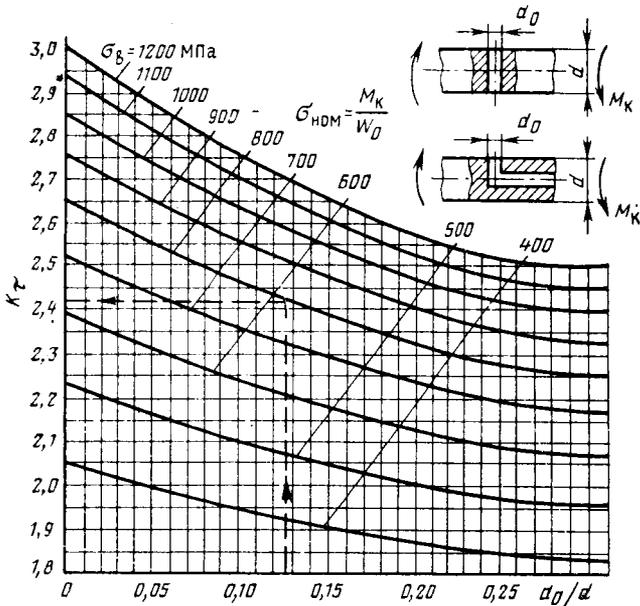


Рис. 9П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при кручении валов и осей с поперечным отверстием.

Пример. Дано: $d_0/d=0,125$; $\sigma_s=800 \text{ МПа}$. Ответ: $K_T=2,42$

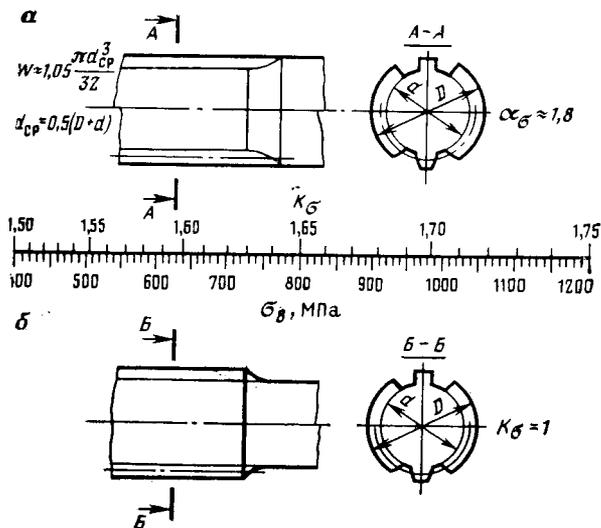


Рис. 10П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе валов и осей со шлицами:

α — валы и оси с глубокими прямоточными и эвольвентными шлицами; β — валы и оси со сквозными прямоточными и эвольвентными шлицами

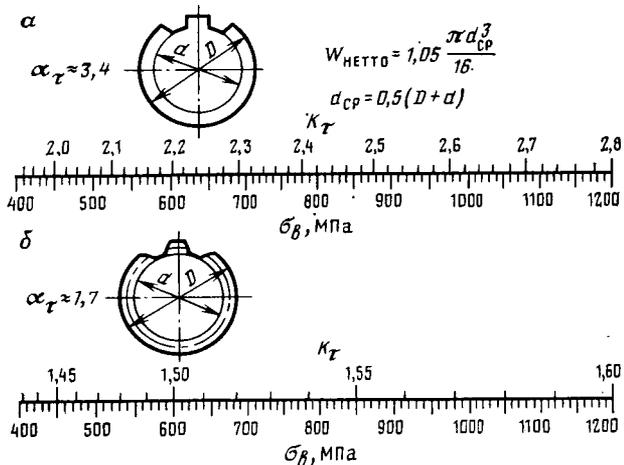


Рис. 11П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при кручении валов и осей со шлицами:

а — валы и оси с прямоугольными шлицами; б — валы и оси со звольвентными шлицами

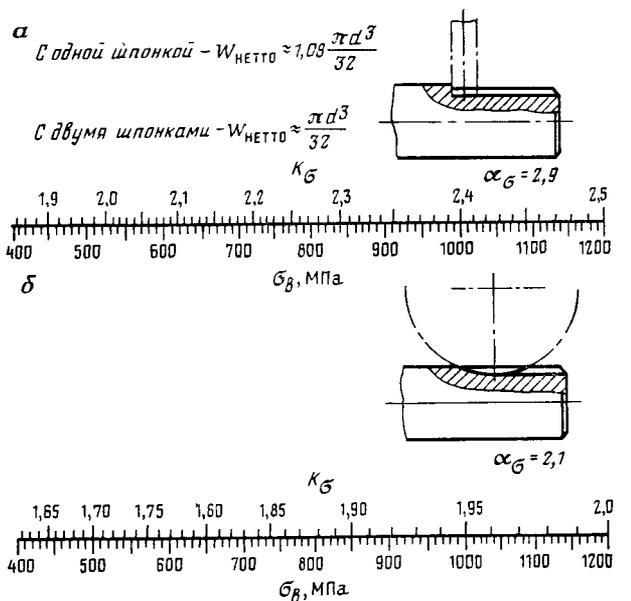


Рис. 12П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе валов и осей со шпоночным пазом:

а — паз выполнен пальцевой фрезой; б — паз выполнен дисковой фрезой; $W_{\text{нeтто}} \approx 1,08\pi d^3/32$ — с одной шпонкой; $W_{\text{нeтто}} \approx \pi d^3/32$ — с двумя шпонками

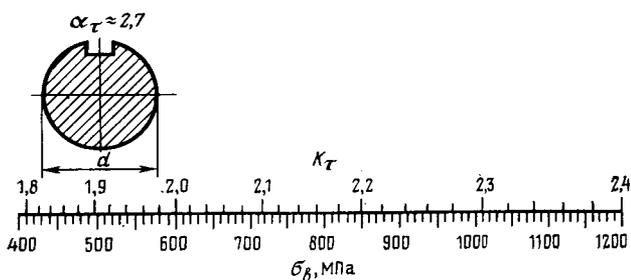


Рис. 13П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при кручении валов и осей со шпоночным пазом:

$W_{\text{нeтто}} \approx 1,12\pi d^3/16$ — с одной шпонкой; $W_{\text{нeтто}} \approx 1,08\pi d^3$ — с двумя шпонками

Рис. 14П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при растяжении-сжатии и изгибе болтовых соединений a и валов и осей b (при кручении $K_{\tau}=1$)

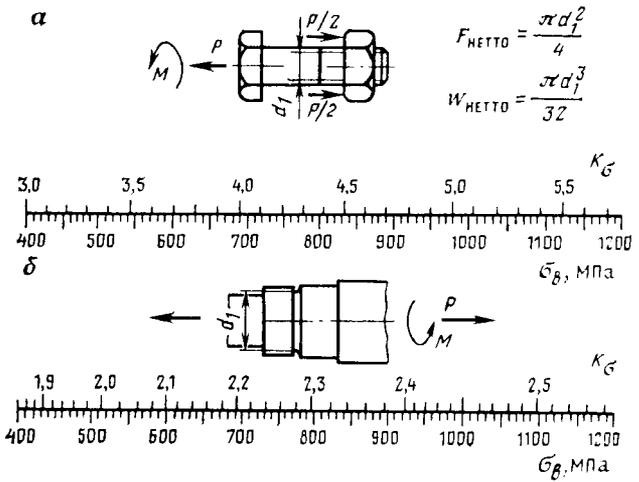
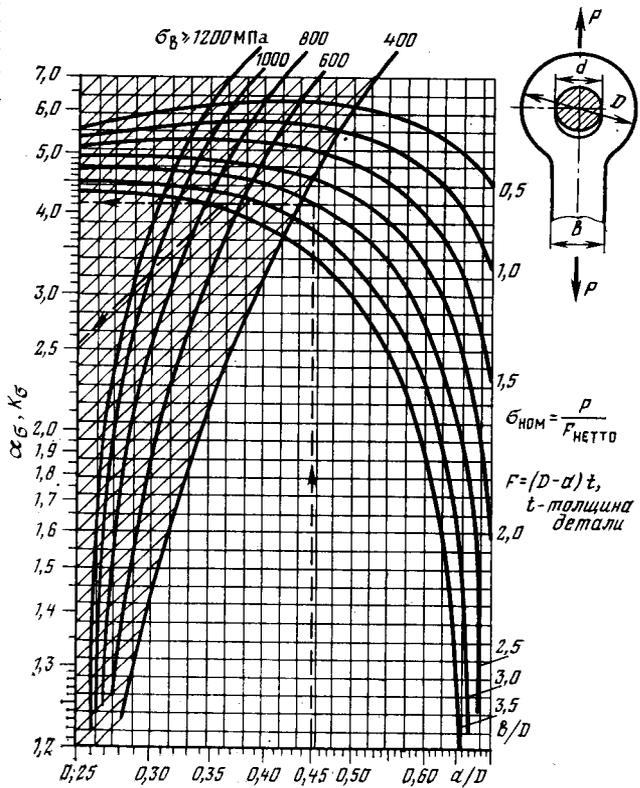


Рис. 15П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при растяжении проушин. Посадка оси с зазором.

Пример. Дано: $d/D=0,45$; $B/d=2,5$; $\sigma_b=700$ МПа.
 Ответ: $\alpha_{\sigma}=4,15$; $K_{\sigma}=2,53$



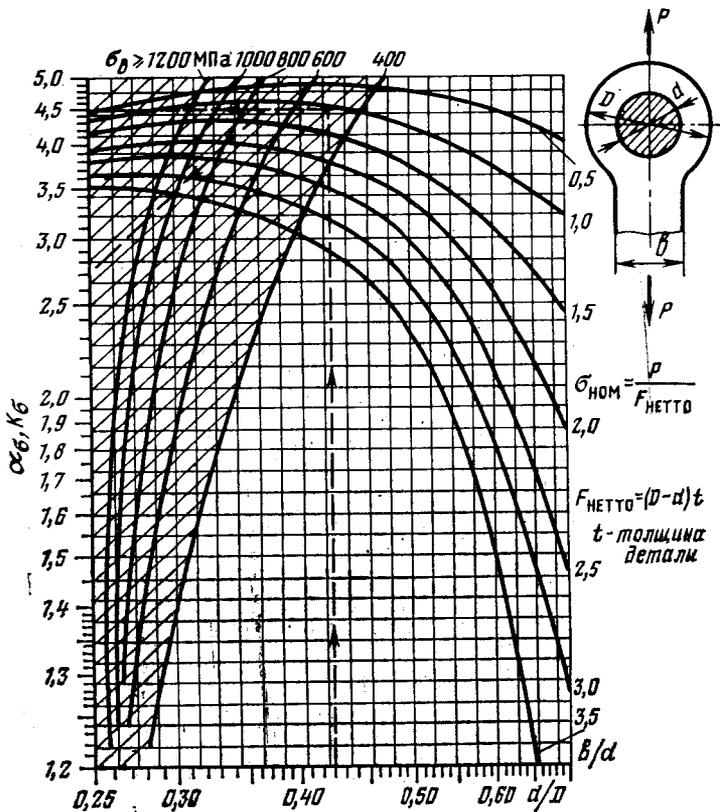


Рис. 16П. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при растяжении проушины. Посадка оси без зазора или с натягом. 7
 Пример. Дано: $d/D=0,42$; $B/d=1,0$; $\sigma_0=700$ МПа. Ответ: $\alpha_0=4,5$; $K_\sigma=2,7$

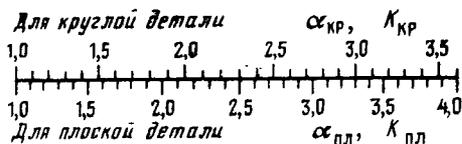


Рис. 17П. Зависимость между коэффициентами концентрации для круглых и плоских деталей одинаковой конфигурации при изгибе и растяжении-сжатии

Пример. $\alpha_{кр} = 0,88 \alpha_{пл} + 0,12$; $K_{кр} = 0,88 K_{пл} + 0,12$

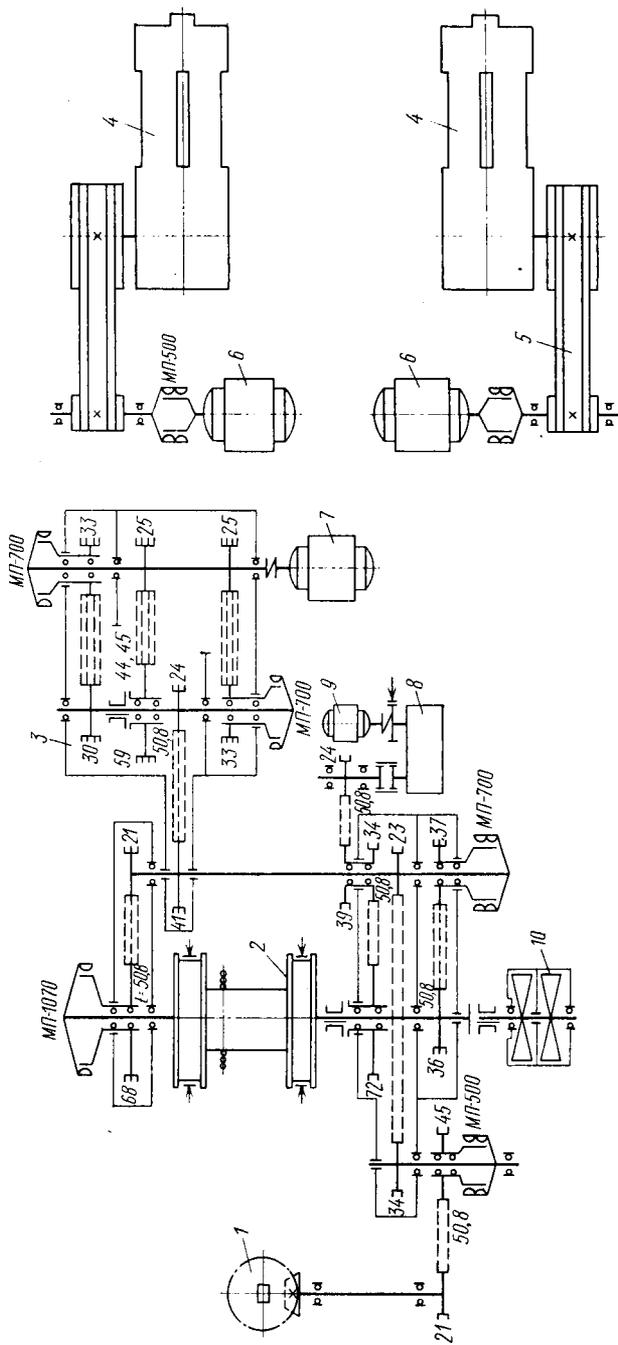


Рис. 18П. Кинематическая схема буровой установки со смешанным приводом от электродвигателей переменного тока:
 1 — ротор; 2 — лебедка; 3 — коробка скоростей; 4 — буровой насос; 5 — клиноремная передача; 6 — электродвигатель бурового (СДЗБ-13-52-8, $N=630$ кВт) насоса; 7 — электродвигатель буровой лебедки и ротора (АКБ-13-62-8, $N=550$ кВт); 8 — регулятор подачи долота ($i=48,57$, РМ650-1-3Ц); 9 — электродвигатель регулятора подачи долота (П92, $N=42$ кВт); 10 — гидродинамический тормоз, МП — шинно-пневматическая муфта; i — шаг цепи (в мм); 2 — число зубьев цепной звездочки

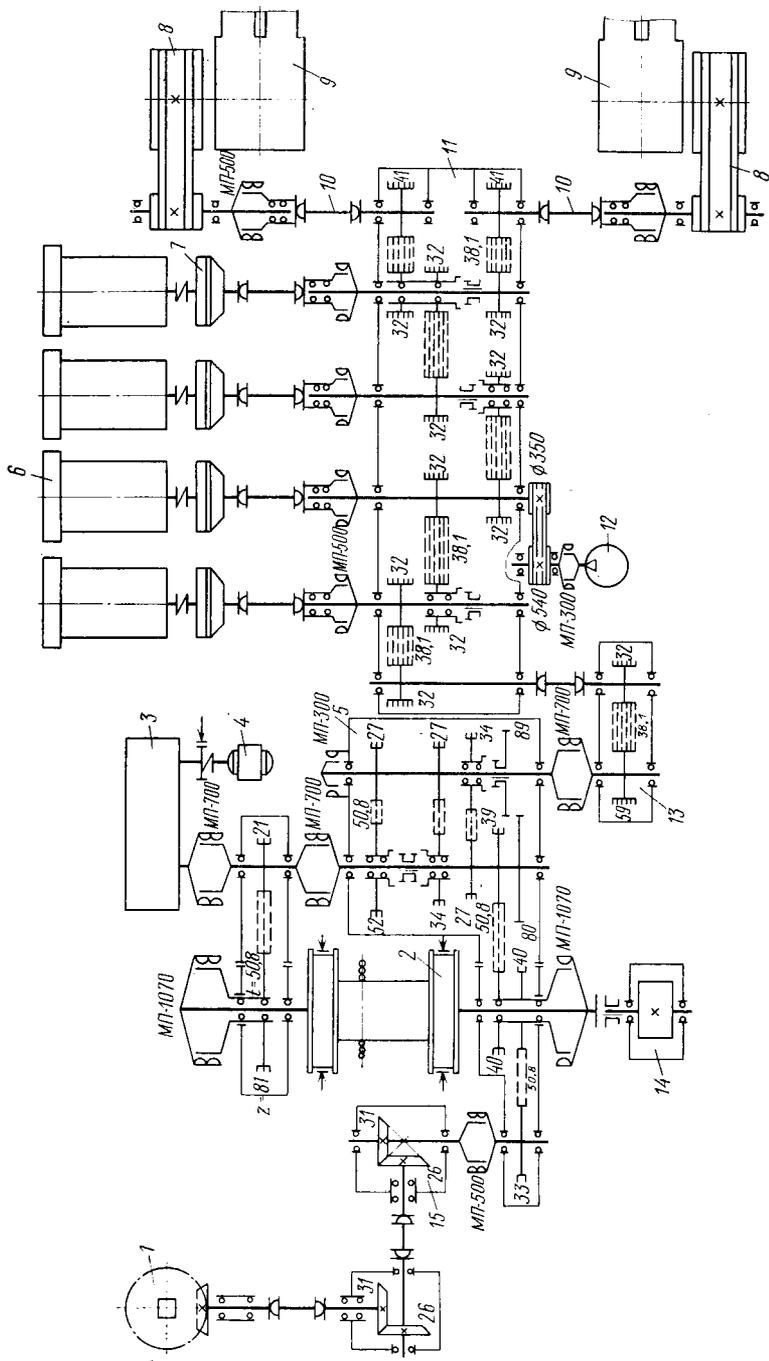
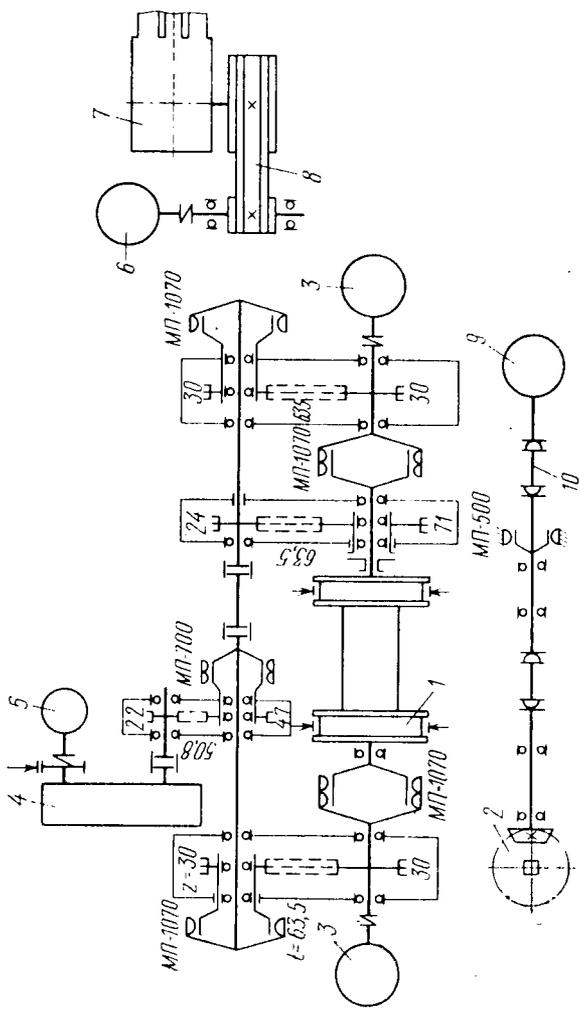


Рис. 19П. Кинематическая схема буровой установки с групповым приводом от дизель-гидравлических агрегатов:

1 — ротор; 2 — лебедка; 3 — регулятор подачи долота (РМ-850-50-6-92); 4 — электродвигатель; 5 — ко-
 робка скоростей; 6 — шестерня; 7 — турбоагрегат; 8 — муфта; 9 — планетарная передача; 10 — буровой насос; 11 — карданный вал; 12 — цепной
 суммирующий редуктор; 13 — компрессор; 14 — суммирующий редуктор с конической зубчатой муфтой; 15 — конический зубчатый редуктор; МП — шино-пневматическая муфта; t — шаг цепи (в мм); z — число зубьев цепной звездочки

Рис. 20П. Кинематическая схема буровой установки с индивидуальным приводом от электродвигателей постоянного тока:

1 — лебедка; 2 — ротор (Р1260, $i=3,96$); 3 — электродвигатель лебедки ($N=710$ кВт, $n=200/400$ об/мин); 4 — регулятор подачи долога; 5 — электродвигатель регулятора подачи ($N=37$ кВт, $n=1000$ об/мин); 6 — электродвигатель бурового насоса ($N=800$ кВт, $n=800$ об/мин при $U=460$ В); 7 — буровой насос; 8 — клиноременная передача; 9 — электродвигатель ротора ($N=800$ кВт, $n=800$ об/мин при $U=460$ В); 10 — карданный вал; МП — шинно-пневматическая муфта; f — шаг цепи в нем; z — число звеньев цепной звездочки



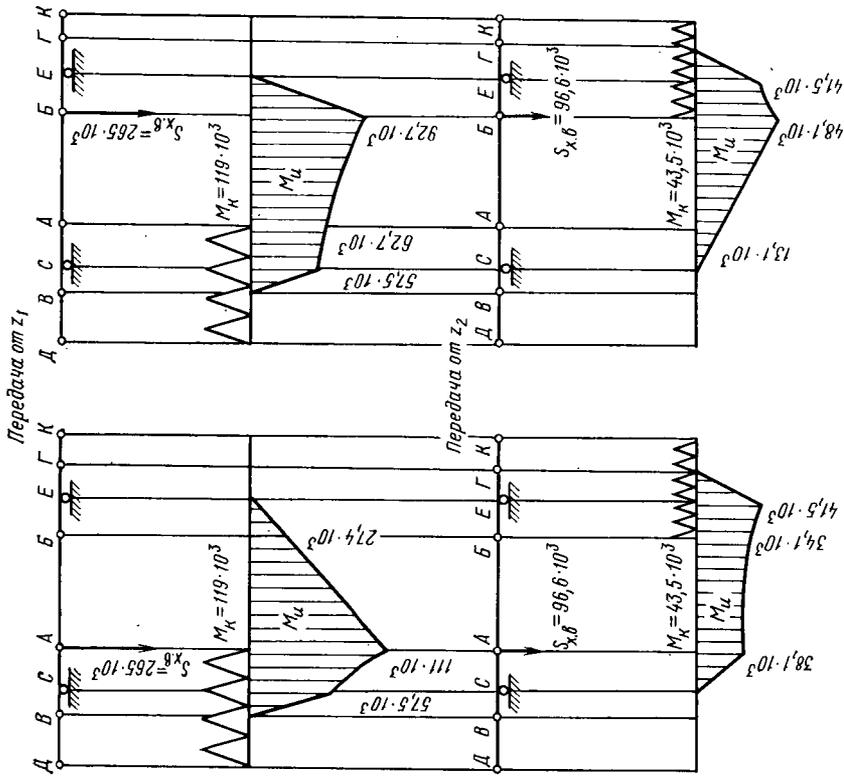


Рис. 21П. (Продолжение)

Продолжение табл. 1П

1 Параметры	2 Единицы измерения	3 Обозначение	4 Способ определения	Результаты расчета для сечений вала				
				Д-Д	В-В	С-С	А-А	Б-Б
				5	6	7	8	9
Запас прочности при: изгибе кручении		S	$S_{\sigma} = \sigma_B / \sigma$ $S_{\tau} = \tau_B / \tau$ $S = \frac{S_0 S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}$	— 7,6 7,6	— 7,4 7,4	10,6 8,6 6,5	11,2 17,7 9,4	20,7 38,2 18,4
Общий запас на статическую прочность		[S]	По табл. 2П	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2
Допускаемый запас прочности		R _σ	»	—	—	—1	—1	—1
Коэффициент асимметрии:		R _τ	»	0	0	0	—	0
при изгибе	МПа	σ _a	$\sigma_a = \frac{1 - R_{\sigma}}{2} \sigma$	—	—	73,2	69,8	37,7
при кручении		τ _a	$\tau_a = \frac{1 - R_{\tau}}{2} \tau$	42,8	44,2	37,8	18,3	8,5
Амплитуда напряжений при: изгибе	МПа	σ _m	$\sigma_m = \frac{1 + R_{\sigma}}{2} \sigma$	—	—	0	0	0
кручении		τ _m	$\tau_m = \frac{1 + R_{\tau}}{2} \tau$	42,8	44,2	37,8	18,3	8,5
Среднее напряжение при: изгибе								
кручении								

1	2	3	4	Результаты расчета для сечений вала				
				Д-Д	В-В	С-С	А-А	Б-Б
Параметры	Единицы измерения	Обозначение	Способ определения	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Коэффициент концентрации напряжений при изгибе: шпоночный паз напрессовка галтель Коэффициент концентрации напряжений при кручении: шпоночный паз напрессовка галтель Коэффициент, учитывающий масштабный эффект Коэффициент, учитывающий состояние поверхности Коэффициент упрочнения при обкатке роликами Коэффициент снижения предела выносливости: при изгибе при кручении Предел выносливости стали марки 34ХН1М при изгибе кручении	—	K_{σ} K_{τ} K_d K_f K_{σ} K_H K_K σ_{-1} τ_{-1}	Рис. 12П По табл. III.1 Рис. 1П Рис. 13П По табл. III.1 Рис. 2П Рис. III.5 Рис. III.6 По табл. III.2 $K_H = \frac{K_{\sigma} + K_F - 1}{K_d K_{\sigma}}$ $K_K = \frac{K_{\tau} + K_F - 1}{K_d K_{\sigma}}$ $\sigma_{-1} = 0,47\sigma_B$ (табл. III.5) $\tau_{-1} = 0,27\sigma_B$ (табл. III.5)	— — — 2,15 4,42 — 0,52 1,15 2,2 — 4 367 211	— — — — 4,42 — 0,52 1,15 2,2 — 4 367 211	— 6,15 2,2 — 4,42 2,8 0,52 1,15 2,2 5,5 4 367 211	2,25 6,15 1,6 2,15 4,42 1,75 0,52 1,15 2,2 5,5 4 367 211	— 6,15 1,2 — 4,42 1,25 0,52 1,15 1,0 12,1 4 367 211

Продолжение табл. III

1	2	3	4	5	6				
					7				
					8	9	10	11	12
Параметры	Единицы измерения	Обозначение	Способ определения	Результаты расчета для сечений вала					
				Д-П	В-В	С-С	А-А	Б-Б	
Кoeffициент эквивалентности: при изгибе при кручении Кoeffициент чувствительности к асимметрии цикла:		$K_{\Sigma\sigma}$	По табл. 2П	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
		$K_{\Sigma\tau}$	»	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
		Ψ_{σ}	По табл. III.5	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
		Ψ_{τ}	»	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Запас прочности по переменным напряжениям при:									
изгибе		n_{σ}	$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\Sigma} K_{\Sigma\sigma} \tau_a + \Psi_{\sigma} \sigma_m}$	—	—	1,82	1,91	1,61	
кручении		n_{τ}	$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\Sigma} K_{\Sigma\tau} \tau_a + \Psi_{\tau} \tau_m}$	2,39	2,44	2,72	5,6	5,7	
Общий запас прочности по переменным напряжениям		n	$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}$	2,39	2,44	1,51	1,80	1,55	
Допускаемый запас прочности по переменным напряжениям		$[n]$	Табл. 2П	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	

Т а б л и ц а 2П. Исходные данные для расчета на прочность валов и осей буровых машин и оборудования

Исходные нагрузки	Коэффициенты		
	асимметрии	эквивалентности	запаса прочности
1	2	3	4
Подъемный механизм			
Для деталей вертлюга, крюка, талевого блока и кронблока расчетные нагрузки определяются исходя из допускаемой нагрузки на крюке с учетом собственного веса подвижных частей талевой системы	$R_{\sigma} = 0$	$K_{\text{э}\sigma} = 0,5$	$[S] = 3,5$ $[n] = 1,7$
Для сечений подъемного вала лебедки, расположенных между его опорами, расчетная нагрузка определяется натяжением каната от допускаемой нагрузки на крюке и собственного веса подвижных частей талевого механизма	$R_{\sigma} = -1$ $R_{\tau} = 0$	$K_{\text{э}\sigma} = 0,5$ $K_{\text{э}\tau} = 0,5$	$[S] = 3,2$ $[n] = 1,6$
Для консольных участков подъемного вала расчетные нагрузки на выносливость определяются по наибольшему усилию от установленной передачи	$R_{\sigma} = -1$ $R_{\tau} = 0$	$K_{\text{э}\sigma} \approx 0,75$ $K_{\text{э}\tau} = 0,5$	$[S] = 3,2$ $[n] = 1,6$
Для валов и осей расположенных между подъемным валом лебедки и двигателями, расчетные нагрузки определяются из числа наибольших, передаваемых на каждой скорости. Если привод лебедки имеет мягкую характеристику, то в расчете на выносливость принимается наименьшая частота вращения вала при паспортной мощности, передаваемой подъемному валу. В расчете на статическую прочность исходным является пиковый момент, создаваемый двигателем. При этом расчетный момент не должен превышать момента от допускаемой нагрузки на крюке	$R_{\sigma} = -1$ $R_{\tau} = 0$	$K_{\text{э}\sigma} = 0,5$	$[S] = 3,0$ $[n] = 1,5$
Буровой насос и привод буровых насосов			
Трансмиссионный вал рассчитывается по крутящему моменту, определяемому исходя из частоты его вращения и мощности насоса. Коэффициент перегрузки в расчетах на выносливость $K = 1,8 \div 2$, в расчетах на статическую прочность $K = 2,5$	$R_{\sigma} = -1$ $R_{\tau} = 0,25$	$K_{\text{э}\sigma} = 1$ $K_{\text{э}\tau} = 1$	$[S] = 4$ $[n] = 2$

Исходные нагрузки	Коэффициенты		
	асимметрии	эквивалентности	запаса прочности
1	2	3	4
<p>Расчетные усилия в штоке и зубчатом зацеплении определяются по давлению в цилиндрах с учетом коэффициентов перегрузок $K_{\Pi} = 1,1$ — в расчетах на выносливость и $K_{\Pi} = 1,3$ — в расчетах на статическую прочность. Для кривошипного вала коэффициент асимметрии цикла определяется путем анализа нагрузок по углу поворота вала</p>		$K_{\Sigma\sigma} = 1$ $K_{\Sigma\tau} = 1$	$[S] = 3$ $[n] = 1,5$
<p>Валы привода насосов рассчитываются на выносливость по мощности, необходимой для привода одного насоса, и паспортной частоте вращения. Коэффициент перегрузки $K_{\Pi} = 1,8 \div 2$ — для цепных передач, $K_{\Pi} = 1,4 \div 1,6$ — для клиноременных передач</p>	$R_{\sigma} = -1$ $R_{\tau} = 0,25$	$K_{\Sigma\sigma} = 1$ $K_{\Sigma\tau} = 1$	$[S] = 4$ $[n] = 2$
<p>В расчетах на статическую прочность расчетные нагрузки определяются по мощности, передаваемой одновременно работающим насосам. Коэффициент перегрузки $K_{\Pi} = 2,5$</p>			
<p>Ротор и привод ротора</p>			
<p>Быстроходный вал ротора рассчитывается по наибольшему крутящему моменту, необходимому для вращения буровой колонны и работы долота при бурении заданной скважины</p>	$R_{\sigma} = -1$ $R_{\tau} = 0$	$K_{\Sigma\sigma} = 1$ $K_{\Sigma\tau} = 0,5$	$[S] = 4$ $[n] = 2$
<p>Валы привода ротора рассчитываются по нагрузкам, соответствующим крутящему моменту на быстроходном валу ротора либо на столе ротора. В расчетах на выносливость учитывается коэффициент перегрузки $K_{\Pi} = 1,25$</p>			

Т а б л и ц а 3 П. Расчет на прочность эксплуатационной колонны труб

Исходные и расчетные величины	Един. измер.	Обозначение	Способ определения	Численное значение
1	2	3	4	5
<p>Длина колонны</p> <p>Диаметр обсадных труб</p> <p>Глубина уровня жидкости в колонне</p> <p>Плотность:</p> <p>жидкости в колонне</p> <p>бурового раствора за колонной</p> <p>Запас прочности по наружному давлению:</p> <p>для труб эксплуатационного горизонта</p> <p>для остальных секций</p> <p>Наружное давление на глубине</p> <p>Критическое давление:</p> <p>расчетное</p> <p>табличное</p> <p>Трубы I секции</p> <p>Вес I м труб 146×9</p> <p>Длина I секции</p> <p>Вес труб I секции</p> <p>Глубина спуска II секции</p> <p>Наружное давление на глубине</p> <p>Критическое давление:</p> <p>расчетное</p> <p>табличное</p> <p>Вес I м труб II секции 146×8</p> <p>Трубы III секции</p> <p>Критическое давление</p> <p>Предельная глубина спуска труб III секции</p> <p>Длина III секции</p>	<p>м</p> <p>мм</p> <p>м</p> <p>кг/м³</p> <p>—</p> <p>—</p> <p>МПа</p> <p>МПа</p> <p>—</p> <p>Н</p> <p>м</p> <p>Н</p> <p>м</p> <p>МПа</p> <p>МПа</p> <p>Н</p> <p>—</p> <p>МПа</p> <p>м</p> <p>м</p>	<p>$L_1=L_3$</p> <p>D_3</p> <p>H</p> <p>ρ</p> <p>ρ_p</p> <p>$[S_1]$</p> <p>$[S]$</p> <p>$P_{нI}$</p> <p>$P_{крI}$</p> <p>$P_{кр}$</p> <p>—</p> <p>q_1</p> <p>l_1</p> <p>Q_1</p> <p>L_2</p> <p>$P_{нII}$</p> <p>$P_{крII}$</p> <p>$P_{кр}$</p> <p>q_2</p> <p>—</p> <p>$P_{крIII}$</p> <p>L_3</p> <p>l_2</p>	<p>Задано</p> <p>»</p> <p>»</p> <p>»</p> <p>»</p> <p>По табл. VI.2</p> <p>То же</p> <p>$P_{нI} = g [\rho_p L_1 - \rho (L_1 - H)] 10^{-6}$</p> <p>$P_{крI} = P_{нI} [S_1]$</p> <p>$[40, приложение 7]$</p> <p>То же</p> <p>Принимаем</p> <p>$Q = q_1 l_1$</p> <p>$L_2 = L_1 - l_1$</p> <p>$P_{нII} = g [\rho_p L_2 - \rho (L_2 - H)] 10^{-6}$</p> <p>$P_{крII} = P_{нII} [S]$</p> <p>$[40, приложение 7]$</p> <p>»</p> <p>Принимаем</p> <p>$[40, приложение 7]$</p> <p>$L_3 = \frac{P_{крIII} - \rho g \cdot 10^{-6}}{[S]}$</p> <p>$l_2 = L_2 - L_3$</p>	<p>2700</p> <p>146</p> <p>800</p> <p>$1,0 \cdot 10^3$</p> <p>$1,5 \cdot 10^3$</p> <p>1,3</p> <p>1,0</p> <p>21,5</p> <p>28,0</p> <p>28,5</p> <p>$146 \times 9Д$</p> <p>312</p> <p>200</p> <p>$62,4 \cdot 10^3$</p> <p>2500</p> <p>20,1</p> <p>20,1</p> <p>23,0</p> <p>280</p> <p>$146 \times 7Д$</p> <p>18,0</p> <p>2073</p> <p>427</p>

Продолжение табл. 3П

Исходные и расчетные величины	Един. измер.	Обозначение	Способ определения		Численные значения
			1	4	
Вес труб II секции	Н	Q_2	Принимаем [40, приложение 7]	$Q_2 = q_2 l_2$	$120 \cdot 10^3$
Трубы IV секции	МПа	—			
Критическое давление		$p_{крIV}$			$146 \times 6,5Д$ 15,5
Предельная глубина спуска труб IV секции	м	L_4		$L_4 = \frac{p_{крIV} - \rho g H \cdot 10^{-6}}{[S]}$	1500
Длина III секции	м	l_3		$l_3 = L_3 - L_4$	573
Вес 1 м труб 146×7	Н	q_3		($\rho_p - \rho$) $g 10^{-6}$	248
Вес труб III секции	Н	Q_3		[40, приложение 7]	$142 \cdot 10^3$
Запас прочности на растяжение от собственного веса	Н	$[k]$		$Q_3 = q_3 l_3$	1,15
Страгивающая нагрузка труб $146 \times 6,5Д$	Н	$P_{стрV}$		По табл. VI.2 [40, приложение 7]	$640 \cdot 10^3$
Вес 1 м труб $146 \times 6,5$	Н			»	232
Длина труб IV секции из расчета на растяжение	м	l_4		$P_{стрIV} - (Q_1 + Q_2 + Q_3)$	1000
Трубы V секции	Н	—		$[k]$	$146 \times 7Д$
Страгивающая нагрузка труб $146 \times 7Д$		$P_{стрV}$		Принимаем [40, приложение 7]	$710 \cdot 10^3$
Длина труб V секции	м	l_5		$P_{стрV} - P_{стрIV}$	262
Трубы VI секции	Н	—		$[k] q_3$	$146 \times 8Д$
Страгивающая нагрузка труб $146 \times 8Д$		$P_{стрVI}$		Принимаем [40, приложение 7]	$850 \cdot 10^3$
Длина труб VI секции	м	l_6		$P_{стрVI} - P_{стрV}$	434
Принимаем длину труб VI секции	м	l_6		$[k] q_3$	238
Вес колонны	Н	Q		$l = L - (l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5)$ $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + q_1 l_4 + q_3 l_5 + q_2 l_6$	$687,4 \cdot 10^3$

Продолжение табл. 4П

Номер вала	Наименование вала	Передаточное число i_i	Коэффициент полезного действия η_i			$i_{сг} = i_i \eta_i$		
			3 дизеля	дизеля	дизеля	3 дизеля	2 дизеля	1 дизеля
II	Вал редуктора	$1 \cdot \frac{31}{31} = 1$	$1/2(\eta_{к} + \eta_{к}\eta_{ц}) = 0,97$	$\eta_{к} = 0,99$	—	0,97	0,99	—
III	Вал редуктора	$1 \cdot \frac{31}{31} = 1$	$\frac{1}{3}(1 + \eta_{ц} + \eta_{ц}^2 + \eta_{к}) = 0,95$	$\frac{1}{2}(\eta_{к} + \eta_{к}\eta_{ц}) = 0,97$	$\eta_{к} = 0,99$	0,95	0,97	0,99
IV	Вал редуктора	$1 \cdot \frac{48}{31} = 1,48$	$0,95\eta_{ц} = 0,91$	$0,97\eta_{ц} = 0,93$	$0,99\eta_{ц} = 0,95$	1,35	1,38	1,40
V	Вал ПНЦ	1,48	$0,91\eta_{к} = 0,90$	$0,93\eta_{к} = 0,92$	$0,95\eta_{к} = 0,94$	1,33	1,36	1,39
VI	Вал ПНЦ	$1,48 \frac{48}{27} = 2,63$	$0,90\eta_{ц} = 0,87$	$0,92\eta_{ц} = 0,88$	$0,94\eta_{ц} = 0,90$	2,29	2,31	2,37
VII	Вал КПП	2,63	$0,87\eta_{к} = 0,86$	$0,88\eta_{к} = 0,87$	$0,90\eta_{к} = 0,89$	2,26	2,29	2,34
VIII	Вал КПП	$2,63 \frac{65}{21} = 8,14$	$0,86\eta_{к} = 0,83$	$0,87\eta_{к} = 0,84$		6,76	7,08	7,24
	II	$2,63 \frac{44}{21} = 5,51$					4,63	4,74
	III	$2,63 \frac{44}{30} = 3,86$					3,20	3,32
	IV	$2,63 \frac{27}{35} = 2,03$					1,69	1,75

Продолжение табл. 4П

Номер вала	Наименование вала	Передача	Передаточное число i_i	Коэффициент полезного действия η_i			$i_{сг} = i_{дг}$		
				дизеля	дизеля	1 дизеля	3 дизеля	2 дизеля	1 дизеля
IX	Подъемный вал лебедки	I	$8,14 \frac{72}{33} = 17,76$				14,21	14,56	14,74
		II	$5,51 \frac{72}{33} = 12,02$	$0,83\eta_{дг} = 0,8$	$0,84\eta_{дг} = 0,82$	$0,86\eta_{дг} = 0,83$	9,62	9,86	9,98
		III	$3,86 \frac{72}{33} = 8,42$				6,74	6,90	6,99
		IV	$2,03 \frac{72}{33} = 4,43$				3,54	3,63	3,68
X	Вал КПП отбора мощности ротору	I	$8,14 \frac{31}{31} = 8,14$				—	—	6,76
		II	$5,51 \frac{31}{31} = 5,51$	—	—	$0,86\eta_{дг} = 0,83$	—	—	4,57
		III	$3,86 \frac{31}{31} = 3,86$				—	—	3,20
		IV	$2,03 \frac{31}{31} = 2,03$				—	—	1,68
XI	Вал КПП отбора мощности ротору	I	$8,14 \frac{25}{24} = 8,48$				—	—	6,78
		II	$5,51 \frac{25}{24} = 5,74$	—	—	$0,83\eta_{дг} = 0,80$	—	—	4,59
		III	$3,86 \frac{25}{24} = 4,02$				—	—	3,22

Продолжение табл. 4П

Номер вала	Наименование вала	Передача	Передаточное число i_i	Коэффициент полезного действия η_i			$i_{сг} = i_i \eta_i$		
				3 дизеля	2 дизеля	1 дизеля	3 дизеля	2 дизеля	1 дизеля
XI	Вал КПП отбора мощности ротору	IV	$2,03 \frac{25}{24} = 2,11$	—	—	$0,83 \eta_{зк} = 0,80$	—	—	1,69
XII	Вал ротора (быстроходный)	I	8,48	—	—	$0,80 \eta_{к}^2 \eta_{ц} = 0,75$	—	—	6,36
		II	5,74						4,30
		III	4,02						3,01
		IV	2,11						1,58
XIII	Стол ротора	I	$8,48 \frac{58}{21} = 23,42$	—	—	—	—	—	16,39
		II	$5,74 \frac{58}{21} = 15,85$						11,09
		III	$4,02 \frac{58}{21} = 11,10$						7,77
		IV	$2,11 \frac{58}{21} = 5,82$						4,07
XIV	Вал редуктора	—	$1 \frac{44}{31} = 1,42$	$0,95 \eta_{ц} = 0,91$	$0,97 \eta_{ц} = 0,93$	$0,99 \eta_{ц} = 0,95$	1,29	1,32	1,36
XV	Вал привода насоса	—	1,42	$0,91 \eta_{к} = 0,90$	$0,97 \eta_{к} = 0,92$	$0,96 \eta_{к} = 0,95$	1,28	1,31	1,35
XVI	Вал трансмиссии насоса	—	$1,42 \frac{1120}{500} = 3,18$	$0,90 \eta_{кр} = 0,85$	$0,92 \eta_{кр} = 0,87$	$0,95 \eta_{кр} = 0,89$	2,70	2,77	2,83

Примечание. $\eta_{к}$ — к. п. д. карданного вала; $\eta_{ц}$ — к. п. д. целной передачи; $\eta_{кр}$ — к. п. д. клиноременной передачи; $\eta_{зк}$ — к. п. д. конической зубчатой передачи; $\eta_{р}$ — к. п. д. ротора.

Т а б л и ц а 5П. Расчет шинно-пневматических муфт буровой лебедки

Исходные и расчетные величины	Единицы измерения	Обозначение	Способ определения	Численные значения	
				Муфта тикоходная	Муфта бастроходная
Расчетная нагрузка	кН	G	Задано	1200	800
Вес подвижных частей талевого механизма	кН	G_T	»	60	60
Кратность оснстки талевого механизма	—	i_{TC}	»	8	8
Диаметр навивки каната на барабан	м	D_{cp}	»	0,78	0,78
К. п. д. талевого механизма	—	η_{TC}	»	0,88	0,88
Частота вращения	об/мин	n	»	60	160
Момент вращения	кН·м	$M_{вр}$	$M_{вр} = \frac{(G + G_T) D_{cp}}{g i_{TC} \eta_{TC}}$	69,3	47,3
Тип муфты	—	—	Табл. XVII.1	МШ 1070×200	МШ 900×200
Максимальный момент сцепления	кН·м	M_0	»	80	55
Предельная частота вращения	об/мин	$n_{пр}$	»	670	1000
Отношение $n : n_{пр}$	—	—	—	0,09	0,16
Коэффициент момента	—	K_M	Рис. XVII.8	1	0,97
Запас сцепления	—	S	$S = \frac{M_0 K_M}{M_{вр}}$	1,15	1,13
Допускаемый запас сцепления	—	[S]	Принимаем	1	1

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеевский Г. В. Буровые установки Уралмашзавода. — М.: Недра, 1981.
2. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. — М.: Высшая школа, 1979.
3. Антонов А. А. Пневматические фрикционные муфты в нефтяной промышленности. — М.: Недра, 1973.
4. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. — 5-е изд. перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1978.
5. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1971.
6. Бержец Г. Н. Основы классификации и расчета параметров буровых установок. — М.: Недра, 1968.
7. Биргер И. А., Шор Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1979.
8. Булатов А. И., Пелеков А. И., Проселков Ю. М. Справочник по промывке скважин. — М.: Недра, 1984.
9. Букштейн М. А. Производство и использование стальных канатов. — М.: Металлургия, 1973.
10. Булатов А. И., Измайлов Л. Б., Лебедев О. А. Проектирование конструкций скважин. — М.: Недра, 1979.
11. Вадецкий Ю. В. Бурение нефтяных и газовых скважин. — М.: Недра, 1986.
12. Готовцев А. А., Котенок И. П. Проектирование цепных передач. — М.: Машиностроение, 1973.
13. Детали машин / В. А. Добровольский, К. И. Заблонский, С. А. Мак и др. — М.: Машиностроение, 1972.
14. Ивашков И. И. Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1981.
15. Ильский А. Л., Миронов Ю. В., Чернобыльский А. Г. Расчеты и конструирование бурового оборудования. — М.: Недра, 1985.
16. Иогансен К. В. Спутник буровика. — М.: Недра, 1986.
17. Иткис М. Я. Расчет и проектирование бурового оборудования с применением ЭЦВМ. — М.: Машиностроение, 1979.
18. Каравв М. А. Гидравлика буровых насосов. — М.: Недра, 1983.
19. Касьянов В. М. Гидромашинны и компрессоры. — М.: Недра, 1981.
20. Кирсанов А. Н., Зиненко В. П., Кардыш В. Г. Буровые машины и механизмы. — М.: Недра, 1981.
21. Когаев В. П., Махмутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. — М.: Машиностроение, 1985.
22. Лисецкий В. А., Ильский А. Л. Буровые машины и механизмы. — М.: Недра, 1980.
23. Масленников И. К., Матвеев Г. И. Инструмент для бурения скважин. Справочное пособие. — М.: Недра, 1981.
24. Меньшов Б. Г., Суд И. И. Электрификация предприятий нефтяной и газовой промышленности. — М.: Недра, 1984.
25. Моцохейн Б. И., Кащеев А. А. Справочник электромонтера буровых установок. — М.: Недра, 1974.
26. Николчи А. С. Поршневые буровые насосы. — М.: Недра, 1973.
27. Орлов П. И. Основы конструирования. Т. 1—3. — М.: Машиностроение, 1977.
28. Правила безопасности в нефтедобывающей промышленности. — М.: Недра, 1974.
29. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. — Л.: Машиностроение, 1979.
30. Приводы машин. Справочник / В. В. Длоугий, Т. И. Муха, А. П. Пуников, Б. В. Януш — Л.: Машиностроение, 1982.

31. *Резниченко И. Н.* Приготовление, обработка и очистка буровых растворов. — М.: Недра, 1982.
32. *Римеров Д. С., Астафьев М. Б.* Двигатели буровых установок. — М.: Недра, 1976.
33. *Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.* Несущая способность и расчеты деталей машины на прочность. Руководство и справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1975.
34. *Серёда Н. Г., Соловьев Е. М.* Бурение нефтяных и газовых скважин. — М.: Недра, 1974.
35. *Справочник* инженера по бурению геологоразведочных скважин/Е. А. Козловский, В. Г. Кардыш, Б. В. Мурзаков и др. — М.: Недра, 1984.
36. *Султанов Б. З., Шаммасов И. Х.* Забойные буровые машины и инструмент. — М.: Недра, 1976.
37. *Тарасевич В. И.* Основы повышения производительности буровых установок. — М.: Недра, 1968.
38. Техника и технология высокоскоростного бурения/Г. А. Блинов, Л. Г. Буркин, О. А. Володин и др. — М.: Недра, 1982.
39. *Технология* бурения глубоких скважин/М. Р. Мавлютов, Л. А. Алексеев, К. И. Вдовин и др. — М.: Недра, 1982.
40. *Трубы* нефтяного сортамента. Справочное руководство/А. Е. Сароян, Н. Д. Щербюк, Н. В. Якубовский и др. — М.: Недра, 1976.
41. *Шульга В. Г., Бухаленко Г. И.* Устьевое оборудование нефтяных и газовых скважин. — М.: Недра, 1978.
42. *Эльяшевский И. В., Сторонский М. Н., Орсуляк Я. М.* Типовые задачи и расчеты в бурении. — М.: Недра, 1982.
43. *Эфендиев Т. Х.* Лопастные гидродинамические тормоза буровых лебедок. — М.: Недра, 1980.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Амплитуда напряжений цикла 48
- Базовое расстояние бурового ротора 120
- Бурильная колонна 68
выбор конструкции 69
запас прочности 87
критическая длина 83
методика расчета на прочность 84, 87
- Бурильные замки 75
- Бурильные трубы 71, 75, 76, 83
материалы 81
пределы усталости 88
размеры и сортамент 72
условия работы 82
- Буровая установка 12, 15
классификация 14
основные требования и параметры 12, 16
показатели надежности 436
состав и компоновка 11—12
техническая характеристика 20, 22, 26
- Буровой комплекс 10
- Буровые сооружения 403
- Валы буровой лебедки 177, 173
расчет на прочность 476
- Ведущая труба 70
технические данные 71
- Вероятность отказа 433, 441
- Вертлюг 121
основные параметры 128
подшипники 123, 127
техническая характеристика 126
- Вертлюжок 330
- Вибрационное сито 293
технические параметры 295
- Вкладыши ротора 104
- Втулки цилиндрические бурового насоса 253, 284
- Вышки буровые башенные 403
мачтовые 404, 407
предельные состояния 411, 419, 421
расчетные нагрузки 411
технические характеристики 410
- Гидравлический смеситель 288
- Гидроаккумулятор 266
- Гидродинамический тормоз 220
внешняя характеристика 226, 227
техническая характеристика 225
тормозной момент 226
- Гидротрансформатор 333
внешняя характеристика 333
совместная работа с дизелем 336, 355
- Гидроциклон 296
диаметр граничного зерна 296
пропускная способность 296
- График промывки скважины 278
- Грузоподъемность буровой установки 14
допускаемая на крюке 14, 16
максимальная 14
номинальная 14
вертлюга динамическая 128
статическая 127
вышки 412
кронблока 149
крюка 149
талового блока 149
- Группы прочности сталей для бурильных труб 81
обсадных труб 92
- Давление бурового насоса 276
- Двигатель газотурбинный буровых установок 312
- Диаграмма предельных напряжений при асимметричных циклах 54
- Дизели буровых установок 310, 351
внешние характеристики 310

- рекомендуемые режимы работы 312
- Динамика привода 357
 - инерционные параметры 357
 - моменты вращения при разгоне и торможении 358
- Динамические нагрузки 31
- Долговечность 430
- Долота алмазные 67
 - лопастные 66
 - шарошечные 62
 - выбор диаметра 94, 96
 - допускаемая осевая нагрузка при бурении 62
 - мощность, необходимая для работы долота 87, 119
 - частота вращения 114
- Дублирование 432
- Замки для бурильных труб 75
- Запасы прочности 482
- Звездочки втулочно-роликовых цепей 382
 - выбор числа зубьев 388
 - расчет и построение основного профиля зуба 384
 - поперечного профиля зуба 385
- Илоотделитель 298
- Интенсивность отказов 433, 441, 446
- Испытание на усталость 49
- Кондуктор 89
- Конусное соединение 257
- Конусность 79
- Концентрация напряжений 35
- Коэффициент асимметрии цикла напряжений 48, 482
 - влияния абсолютных размеров 52
 - асимметрии цикла на предельную амплитуду напряжений 55
 - шероховатости поверхности 53
 - готовности 435
 - динамичности подъемного механизма 193
 - запаса прочности 45, 46, 54, 57, 482
 - цепления 369
- торможения 208
- заполнения тахограммы 190
- концентрации напряжений 35
 - теоретический 36
 - эффективный 36, 465—472
- перегрузки 359, 482
- поверхностного упрочнения 40, 41
- полезного действия 349
- режима нагрузки 59
- снижения предела усталости 52
- трения 205
- эквивалентности 59, 395, 482
- Кинематика бурового насоса 272
 - подъемного механизма 188
- Кинематические схемы буровых установок 472—475
 - привода лебедки 332
- Клапаны буровых насосов 257, 286
- Коленная головка 449
- Кондуктор 89
- Конструкционные материалы 33
 - механические и физические свойства 33
 - способы упрочнения 37
 - пластичные 44
 - хрупкие 44
- Конструкция скважины 93
- Конусность 80
- Кривая проходки 234
- Кривая усталости 49
 - база испытаний 50
 - показатель наклона кривой усталости 51
- Кронблочки 130, 149
 - техническая характеристика 134
- Крюки 143
 - техническая характеристика 149
- Лебедка буровая 167
 - классификация 168
 - кинематические схемы 170—172
 - подъемная характеристика 194
 - расчет и выбор параметров 182
 - подъемного вала 476
 - техническая характеристика 181
- Ленточный тормоз лебедки 196
 - безопасность торможения 212, 215—216

- динамика торможения 212
- нагрев и тепловой расчет тормоза 216
- основные требования 196
- расчет и выбор параметров 208, 211
- совместная работа с гидродинамическим тормозом 228, 230
- тормозные накладки 199, 205
- тормозные шкивы 197, 208, 210

- Манифольд буровых насосов 302
 - противовыбросового оборудования 460
- Масштабный фактор 52
- Машинное время подъема и спуска 236—238
- Механизм для крепления и перепуска талевого каната 145
- Момент сцепления пневматических муфт 367
 - торможения гидродинамического тормоза 226
 - ленточного тормоза 208, 209
- Момент инерции 212
 - приведенный 212, 357
 - типовых деталей 213
 - сопротивления сечений при изгибе (экваториальный) 44
 - кручения (полярный) 44
- Муфты 360
 - постоянные 360
 - сценные 364
 - дисковые 371
 - кулачковые 364
 - многокамерные 371
 - пневмокамерные 370
 - шинно-пневматические 365
 - электромагнитные 373

- Нагрузки динамические 31
 - ветровые 412
 - нестационарные 31, 57
 - рейсовые 240
 - статические 30
 - стационарные 31
- Надежность бурового оборудования 426
 - показатели 436—439
- Направление скважины 89
- Напряжения при изгибе 43
 - кручении 43
 - растяжении 43
 - смятии 43
 - эквивалентные 59
- Насос буровой 243
 - двухпоршневой двустороннего действия 245
 - трехпоршневой одностороннего действия 260
 - расчет параметров на основе графика промывки 275
 - техническая характеристика 265
- Номограмма для определения общего коэффициента запаса прочности 46
 - для расчета каната 158
 - числа слоев навивки каната на барабан 187

- Оборудование противовыбросовое 448
 - основные параметры 461
 - типовые схемы 457
 - система управления 462
- Обсадные колонны 89
 - выбор диаметра 95, 96
 - методы расчета 100, 484
- Обсадные трубы 90
 - запасы прочности 98
 - критическое давление 98
 - материалы 92
 - предельное внутреннее давление 97
 - сминающее давление 98
 - сортамент и размеры 90, 96
 - страгивающая нагрузка 99
- Объем спуско-подъемных операций 232
- Осевая нагрузка на долото 62
- Оснастка талевого механизма (талевой системы) 147
 - кратность 16, 159
 - схемы 148
- Основания буровых установок 421
 - выбор грузоподъемности и высоты 425

техническая характеристика 424

Отказы 428

Передаточное число 353

 силовое 353

Пескоотделитель 298

Пластичность 33, 45

Пневматический клиновой захват 8, 112

Пневматические муфты многокамерные 371

 однокамерные 365

 допускаемый запас сцепления 369

 коэффициент момента 368, 370

 мощности 369, 370

 момент сцепления 367, 370

 нагрузочная характеристика 369

 предельная частота вращения 368

 проверочный расчет 490

 технические параметры 370

 пневокамерные 370

 подвод воздуха 179, 330

Пневматические компенсаторы 266

 диафрагменные 267

 поршневые 269

Показатели надежности 432—436

 степени кривой проходки 235

 усталости 250

Ползун (крейцкопф) 250

Поршни буровых насосов 259, 264,

272, 284

Предохранительный клапан 270

Превентор вращающийся 455

 плащечный 449, 452

 универсальный 453, 455

Предел выносливости 50

Предельное состояние 427

Привод буровых установок 306

 классификация 306

 расчет мощности 347

 техническая характеристика 340, 342, 345

Продолжительность спуско-подъемных операций 236

Промежуточные колонны 89

Профиль резьбы замковой 80

трапецеидальной 90

трубной 79

Проходка на долото 61, 65

Работоспособность 427

Расчет кинематических и силовых передаточных чисел 353, 486

 конструкции скважин 93, 95

 на сопротивление усталости 47

 на статическую прочность 42

 параметров совместной работы

 дизеля и гидротрансформатора 356

 пневматической муфты 369, 490

 подъемного вала на прочность 416—481

 проверочный 41

 проектный 41

 тормозного момента 211

 эксплуатационной обсадной колонны 484—485

Редуктор цепной суммирующий 341

Резервирование 432

Резьба коническая 78

 основная плоскость 99

 параметры 80

Резьбовые соединения бурильных замков 90

 труб 78

 ведущей трубы 80

 долота 86

 обсадных труб 90

Ремонтопригодность 430

Ресурс средний 434, 442

 технический 430

Роторы буровых установок 102

 базовое расстояние 120

 допускаемая статическая нагрузка 116

 параметры 115, 120

 подшипники 104, 106, 116

 техническая характеристика 111

Ряды предпочтительных чисел 284, 285

Силовые агрегаты 324, 338, 340

 передачи 322

Скорость бурения механическая 61

 рейсовая 61

- Скорость подъема крюка 148
 средняя 190
 установившаяся 189
 спуска крюка 192
- Сопrotивление усталости 48
- Стабилизатор талевого каната 165
- Стойкость долота 60
- Стопор стола ротора 106
- Страгивающая нагрузка 99
- Схематизированная диаграмма предельных напряжений 55
- Талевые блоки 136, 149
 техническая характеристика 140
 канаты 151, 162
 наработка и технический ресурс 163
 нормы браковки 164
 основные размеры и параметры 152
 расчет на прочность 157
 способы намотки на барабан лебедки 178
 механизмы (талевые системы) 129, 149
 коэффициенты полезного действия 159, 161
 кратность оснастки 16, 159
 распределение нагрузок 159
 расчетные нагрузки 149, 150
 шкив 140, 142, 150, 159
- Тахограмма подъема и спуска крюка 189, 191
- Угол обхвата ленточного тормоза 199, 210
- Угол уклона 80
- Уплотнения лабиринтные 106, 109
 манжетные 124, 126
- Упрочнение деталей 35
- Уравнение вращательного движения 212, 358
 кривой проходки 234
 усталости 50, 58
 предельных напряжений 56
- Успокоитель талевого каната 165
- Установка подшипников вертлюга 32
- насосов 246, 260, 262
 ротора 104—106
 цепного редуктора 344
- Утяжеленные бурильные трубы 77, 82, 83
- Формула Саркисова 88, 98
 Федорова 86
- Фреттинг-коррозия 38
- Фрикционные материалы 206
- Цепи для буровых установок 376
 износостойкость 396
 коэффициент рядности 394
 основные параметры и размеры 381
 средний ресурс 396
- Цепные передачи 376
 период одного цикла нагружения 387
 расчет межцентровых расстояний 397
 числа циклов нагружения 387
 на прочность 391, 392
 усилий в ведущей и ведомой ветвях 386, 388, 391
 смазка 399
- Цикл нагружений подобный 56
 напряжений 47, 241
- Цикловое отношение 242
- Циклы напряжений и коэффициенты асимметрии 47
- Циркуляционная система буровых установок 286
 блок приготовления буровых растворов 288
 вибросито 293
 всасывающий трубопровод 300
 гидравлический диспергатор 290
 гидроциклоны 296
 илоотделитель 298
 манифольд 302
 перемешиватели 291
 пескоотделитель 298
 состав и технологическая схема 304

- Шаг резьбы замковой 80
трубной 80
свивки талевых канатов 153
- Шарошечные долота 62
- Шинно-пневматические муфты 365
безразмерная характеристика 369
расчет и выбор 490
техническая характеристика 370
- Шкивы талевые 140, 142, 150, 159
тормозные 197, 208, 210
- Штоки буровых насосов 255
- Эквивалентное напряжение 59
- Эксплуатационная колонна 89
- Электродвигатели буровых устано-
вок 314
асинхронные 316, 318
постоянного тока 319
синхронные 318
характеристики механические 315,
321
рабочие 317, 321
- Электромагнитные муфты 273
порошковые 375
скольжения 374
техническая характеристика 375
тормоза 231, 232
- Эффективный коэффициент концен-
трации напряжений 36, 465, 72

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Краткий обзор истории развития отечественной техники бурения	4
Глава II. Общие сведения	10
§ 1. Состав и компоновка буровых установок	10
§ 2. Требования, предъявляемые к буровым установкам	12
§ 3. Классификация и параметры буровых установок	14
§ 4. Буровые установки для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения	15
Глава III. Прочность деталей буровых машин и оборудования	30
§ 1. Классификация действующих нагрузок	30
§ 2. Виды отказов по критериям прочности	32
§ 3. Выбор конструкционных материалов и способов упрочнения деталей	33
§ 4. Методы расчета на прочность	41
§ 5. Расчеты на статическую прочность	42
§ 6. Расчет на прочность при переменных напряжениях	47
Глава IV. Породоразрушающий инструмент	60
§ 1. Общие сведения	60
§ 2. Шарошечные долота	62
§ 3. Лопастные и алмазные долота	66
Глава V. Бурильная колонна	68
§ 1. Назначение, состав и основные требования	68
§ 2. Ведущие трубы	70
§ 3. Бурильные трубы	71
§ 4. Утяжеленные бурильные трубы	77
§ 5. Резьбовые соединения труб	78
§ 6. Материал бурильных труб	81
§ 7. Расчет бурильных колонн	82
Глава VI. Обсадные колонны	89
§ 1. Назначение, компоновка, основные требования	89
§ 2. Обсадные трубы	90
§ 3. Конструкция скважины и диаметры обсадных колонн	93
§ 4. Расчет обсадных колонн на прочность	97
Глава VII. Буровые роторы	102
§ 1. Общие сведения	102
§ 2. Устройство и условия работы	102
§ 3. Расчет и выбор основных параметров	115
Глава VIII. Вертлюг	121
§ 1. Общие сведения	121
§ 2. Устройство и конструктивные особенности	121
§ 3. Выбор основных параметров	128
Глава IX. Талевый механизм	129
§ 1. Общие сведения	129
§ 2. Кронблочки	130
§ 3. Талевые блоки	136
§ 4. Шкивы кронблоков и талевых блоков	140
	499

§ 5. Крюки и специальные подвески	143
§ 6. Устройства для крепления неподвижной струны талевого каната	145
§ 7. Оснастка талевых механизмов	147
§ 8. Расчетные нагрузки	149
Глава X. Талевые канаты	151
§ 1. Размеры, основные параметры, конструктивные и технологические особенности	151
§ 2. Расчет талевых канатов	157
§ 3. Пути снижения расхода талевых канатов	164
Глава XI. Буровые лебедки	167
§ 1. Основные требования, классификация	167
§ 2. Кинематические схемы, устройство и техническая характеристика	169
§ 3. Расчет и выбор основных параметров	182
§ 4. Кинематика подъемного механизма	188
§ 5. Динамика подъемного механизма	192
§ 6. Подъемная характеристика	194
Глава XII. Тормозные устройства	196
§ 1. Общие сведения	196
§ 2. Ленточный тормоз буровой лебедки	196
§ 3. Материалы для ленточных тормозов	205
§ 4. Расчет ленточного тормоза	208
§ 5. Динамика торможения. Безопасные скорости спуска	212
§ 6. Нагрев и тепловой расчет тормоза	216
§ 7. Гидродинамический тормоз буровой лебедки	220
§ 8. Основы расчета и внешние характеристики гидродинамических тормозов	226
§ 9. Согласование работы гидродинамического и ленточного тормозов	228
§ 10. Электромагнитные тормоза	231
Глава XIII. Продолжительность спуско-подъемных операций и распределение нагрузок	233
§ 1. Объем спуско-подъемных операций	233
§ 2. Продолжительность спуско-подъемных операций	236
§ 3. Распределение нагрузок, действующих при спуско-подъемных операциях	239
Глава XIV. Буровые насосы	243
§ 1. Назначение и основные требования	243
§ 2. Устройство буровых насосов	244
§ 3. Пневокомпенсаторы	266
§ 4. Предохранительные клапаны	270
§ 5. Кинематика буровых насосов	272
§ 6. Расчет и выбор основных технических показателей насосов	275
§ 7. Конструктивные параметры	283
Глава XV. Циркуляционная система буровой установки	286
§ 1. Назначение и основные требования	286
§ 2. Устройства для приготовления и утяжеления буровых растворов	288
§ 3. Очистные устройства циркуляционной системы	293
§ 4. Всасывающие линии и манифольд	300
§ 5. Состав и технологическая схема циркуляционной системы	304
Глава XVI. Привод буровых установок	306
§ 1. Назначение, классификация и основные требования	306
§ 2. Двигатели буровых установок	310
§ 3. Силовые передачи и агрегаты	322
§ 4. Выбор двигателей и расчет силовых передач	347
§ 5. Динамика привода	357

Глава XVII. Муфты	360
§ 1. Общие сведения	360
§ 2. Постоянные муфты	360
§ 3. Спальные муфты	364
§ 4. Электромагнитные муфты	373
Глава XVIII. Цепные передачи буровых установок	376
§ 1. Общие сведения	376
§ 2. Типы, основные параметры и размеры цепей	376
§ 3. Звездочки к цепям	382
§ 4. Основные силовые и кинематические характеристики	386
§ 5. Выбор основных параметров и расчет цепных передач на прочность	388
§ 6. Расчет межцентровых расстояний	397
§ 7. Смазка цепных передач	399
Глава XIX. Буровые сооружения	403
§ 1. Буровые вышки. Общие сведения и устройство	403
§ 2. Выбор параметров и технические характеристики буровых вышек	408
§ 3. Основы расчета буровых вышек	411
§ 4. Основания буровых установок. Общие сведения и устройство	421
§ 5. Выбор параметров и технические характеристики оснований буровых установок	425
Глава XX. Надежность буровых машин и оборудования	426
§ 1. Термины и определения основных понятий	427
§ 2. Выбор номенклатуры показателей надежности буровых машин и оборудования	436
§ 3. Методы расчета показателей надежности	439
Глава XXI. Противовибросовое оборудование	448
§ 1. Общие сведения, основные требования и состав	448
§ 2. Превенторы	449
§ 3. Типовые схемы противовибросового оборудования скважин	457
§ 4. Управление противовибросовым оборудованием	462
Приложения	465
Список литературы	491
Предметный указатель	493

Баграмов Рачик Алексеевич

БУРОВЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

Заведующая редакцией *Л. Н. Аважанская*
Редактор издательства *Л. Ф. Маклакова*
Технический редактор *Е. С. Сычева*
Корректор *М. Е. Лукина*

ИБ № 5307. Учебное издание

Сдано в набор 16.09.87. Подписано в печать 18.01.88. Т-05736. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага кн.-журнальная. Гарнитура Литературная. Печать высокая. Усл.-печ. л. 31,5. Усл. кр.-отг. 31,5. Уч.-изд. л. 34,64. Тираж 7680 экз. Заказ 2895/9228—4. Цена 1 р. 50 к.

Ордена «Знак Почета» издательство «Недра».
125047, Москва, пл. Белорусского вокзала, 3

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.

Уважаемый товарищ!
В издательстве «Недра» готовятся к печати
и выйдут в свет в 1988 г. новые книги

Калинин А. Г., Левицкий А. З.

**ТЕХНОЛОГИЯ БУРЕНИЯ РАЗВЕДОЧНЫХ СКВАЖИН
НА ЖИДКИЕ И ГАЗООБРАЗНЫЕ
ПОЛЕЗНЫЕ ИСКОПАЕМЫЕ**

Учебник для вузов. 26 л. 1 р. 20 к.

Кратко изложены основы механики горных пород. Приведены основные сведения о технических средствах и оборудовании для бурения глубоких разведочных скважин. Большое внимание уделено вопросам технологии бурения разведочных скважин: режимам бурения, промывки и креплению скважины, вскрытию и исследованию продуктивных пластов, геофизическим исследованиям в стволе скважины. Рассмотрены особенности бурения на воду. Освещены вопросы предупреждения аварий. Включены материалы по организации работ при бурении. Даны технико-экономические показатели бурения.

Для студентов геологоразведочных вузов, обучающихся по специальности «Технология и техника разведки месторождений полезных ископаемых».

Ковалев А. А.

**БРИГАДНАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА СКВАЖИН
НА НЕФТЬ И ГАЗ.**

18 л., 1 р. 20 к.

Кратко рассмотрены вопросы развития научных основ и практики совершенствования строительства скважин. Приведена разработанная методология совершенствования бригадной организации строительства скважин, включающая методы повышения эффективности бригадной организации труда, совершенствования информационного обеспечения работ. Дана экономическая эффективность от внедрения новой методологии в ПО «Тюменбургаз».

Для инженерно-технических работников буровых предприятий нефтяной и газовой промышленности.

Подгорнов Ю. М.

ЭКСПЛУАТАЦИОННОЕ И РАЗВЕДОЧНОЕ БУРЕНИЕ НА НЕФТЬ И ГАЗ.

Учеб. пособие для учащихся профтехобразования и рабочих на производстве. 22 л.; 85 к.

Приведены основные понятия об условиях залегания нефти и газа. Кратко изложены сведения по гидравлике, технической механике, теплотехнике и сопромату. Описаны наземные сооружения, оборудование и инструмент для бурения скважин, монтажно-демонтажных работ. Освещены достижения отечественной и зарубежной буровой техники. Подробно рассмотрены вопросы технологии бурения, крепления, опробования скважин, вопросы безопасности труда, промышленной санитарии, правил пожарной безопасности.

Для учащихся профтехобразования, а также для подготовки и повышения квалификации рабочих на производстве.

Пустовойтенко И. П.

ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ И ЛИКВИДАЦИЯ АВАРИЙ В БУРЕНИИ

2-е изд., перераб. и доп. 20 л. 1 р. 40 к.

Приведена классификация аварий и факторов, влияющих на их возникновение. Описаны характерные аварии, которые происходят при бурении нефтяных и газовых скважин, изложены причины возникновения, методы предупреждения и ликвидации. Рассмотрен ловильный инструмент. Во втором издании (1-е изд.— 1973) большое внимание уделено новым достижениям в области предупреждения и ликвидации аварий. Описаны новые ловильные и вспомогательные инструменты, применяемые для ликвидации аварий в СССР и за рубежом. Для лучшего понимания причин аварий, освоения методов их ликвидации и устранения ошибок в технологии бурения дан анализ фактических примеров.

Для инженерно-технических работников буровых предприятий нефтяной и газовой промышленности.

Переиздается по предложению книготорговых организаций.

Внимание читателей!

Интересующие Вас книги можно приобрести или заказать в магазинах книготорга, распространяющих научно-техническую литературу, и в магазинах — опорных пунктах издательства «Недра», адреса которых приведены в аннотированном плане, а также через отдел «Книга — почтой» (г. Ленинград, магазин № 17).

Адреса центральных магазинов:

№ 115 — 117334, Москва, Ленинский проспект, 40. Дом научно-технической книги;

№ 17 — 199178, Ленинград, В. О., Средний проспект, 61.