

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
КАСПИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГИЙ И
ИНЖИНИРИНГА ИМЕНИ Ш.ЕСЕНОВА

Р.У.БАЯМИРОВА

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ГАЗОНЕФТЕПРОВОДОВ

Учебное пособие

Ақтау 2011г

УДК 622.692
ББК 39.76
Б 34

Рецензенты: доктор технических наук, профессор Айткулов А.У
кандидат технических наук, профессор Мурзабеков Т.К.
кандидат технических наук Шугаюпов Н.

Баямирова Р.У
Машины, оборудование газонефтепроводов. Учебное пособие для ВУЗов.-
Актау:2011- 103с

ISBN 978-601-226-122-6

В учебном пособии последовательно изложены физико- химические характеристики нефти и газа, дана краткая сравнительная характеристика различных видов транспорта нефти и газа, производится изучение основного и вспомогательного оборудования насосных и компрессорных станций, оборудования для хранения нефти, устройств гидродинамических и объемных передач.

Учебное пособие предназначено для студентов нефтяных ВУЗов и колледжей, а также для широкого круга инженерно-технических работников нефтяной промышленности.

УДК 622.692
ББК 39.76

Рекомендовано к изданию РУМС МОН РК

ISBN 978-601-226-122-6

© КГУТиИ им.Ш.Есенова, 2011

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ТЕМА 1. Физико - химические характеристики нефти и газа.....	5
1.1. Происхождение и химический состав нефти и газа	5
1.2. Физические свойства нефти.....	6
1.3. Физические свойства нефтяных и природных газов.....	7
ТЕМА 2. Транспорт нефти и газа	9
2.1. Краткая сравнительная характеристика различных видов транспорта нефти и газа	9
2.2. Классификация нефтепроводов и нефтепродуктопроводов.....	11
2.3. Основные объекты и сооружения магистральных нефтепроводов.....	12
2.4. Классификация и характеристика магистральных газопроводов.....	14
2.5. Основные объекты и сооружения магистральных газопроводов.....	15
ТЕМА 3. Оборудование насосных станции.....	17
3.1. Назначение и классификация НС и КС.....	17
3.2. Принципы составления генплана НС.....	17
3.3. Основное и вспомогательное технологическое оборудование.....	18
3.4. Основное оборудование насосных станций.....	19
3.5. Вспомогательное оборудование насосных станции.....	24
3.6. Автоматизация насосных станций.....	29
ТЕМА 4. Основное и вспомогательное оборудование компрессорных станций.....	30
4.1. Газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом.....	31
4.2. Вспомогательное оборудование компрессорных станций.....	37
4.3. Электроприводные компрессорные агрегаты.....	41
4.4. Поршневые газоперекачивающие агрегаты.....	42
4.5. Система воздушного охлаждения газа.....	44
ТЕМА 5. Здания насосных станций и компрессорных цехов.....	47
ТЕМА 6. Гидродинамические двигатели и передачи.....	51
6.1. Назначение, основные свойства и устройство гидродинамических передач	51
6.2. Характеристики гидродинамических передач.....	54
6.3. Устройство и характеристика гидротрансформатора.....	56
6.4. Характеристика двигателя с гидродинамической передачей.....	59
ТЕМА 7. Объемные гидродвигатели и объемный гидропривод.....	61
7.1. Гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели и гидромоторы.....	61
7.2. Винтовой забойный двигатель.....	66
7.3. Виды объемных гидроприводов.....	67
7.4. Виды гидроаппаратов.....	69
7.5. Применение объемного гидропривода в буровом нефтегазовом оборудовании	74
ТЕМА 8. Оборудование для хранения нефти	76
8.1. Резервуар	76
8.2. Стальные резервуары	77
ТЕМА 9. Трубопроводная арматура.....	90
9.1. Классификация трубопроводной арматуры	91
9.1.1. Основные термины и определения	91
9.2. Назначение и классификация трубопроводной арматуры по признакам.....	94
Список литературы.....	101
Обозначения и сокращения	102

ВВЕДЕНИЕ

Роль трубопроводного транспорта в системе нефтегазовой отрасли промышленности чрезвычайно высока. Он является основным и одним из дешевых видов транспорта нефти от мест добычи на нефтеперерабатывающие заводы и экспорт. Магистральные трубопроводы, обеспечивая энергетическую безопасность страны, в то же время позволяют разгрузить железнодорожный транспорт для перевозок других важных для народного хозяйства грузов.

Трубопроводный транспорт нефти и газа имеет ряд преимуществ по сравнению с водным и железнодорожным транспортом: минимальная дальность транспортировки, ритмичность работы поставщиков и потребителей, наименьшие потери нефти, наибольшая автоматизация технологических процессов.

Успешное развитие нефтегазовой отрасли, рост объемов добычи и экспорта требуют расширения транспортной инфраструктуры, т.е. создания предприятия по транспортировке, хранению и реализации нефти, нефтепродуктов и газа.

Современная транспортная инфраструктура включает в себя магистральные нефтепроводы, портовые сооружения, нефтеналивные танкеры, железнодорожные нефтеналивные эстакады, цистерны и др., связанные между собой технологическими процессами, обеспечивающими прием, хранение, транспортировку и снабжение потребителей нефтью, нефтепродуктами и газом.

Программа развития народного хозяйства Республики Казахстан предусматривает развитие нефтяной и газовой промышленности. В широких масштабах осуществляется техническое перевооружение отрасли, вводятся в эксплуатацию перекачивающие установки большой мощности, позволяющие существенно снизить удельные капитальные вложения, эксплуатационные расходы и себестоимость продукции при значительном повышении производительности труда. Модернизируется вспомогательное оборудование насосных и компрессорных станции, внедряется прогрессивная технология перекачки, одновременно резко возрастают требования к надежности оборудования. Большую и ответственную роль в системе транспорта и хранения нефти и газа играют насосные и компрессорные станции, их машины и оборудование. Безотказная работа этих объектов обеспечивает поставки народному хозяйству нефти и газа.

Целью учебного пособия «Машины и оборудование газонефтепроводов» является рассмотрение особенностей использования известных и в создании новых машин и оборудования на современных нефтегазопроводах. Поставленная цель определила содержание, в которой ставятся следующие задачи:

- рассмотрение физико- химических характеристик нефти и газа;
- краткая сравнительная характеристика различных видов транспорта нефти и газа;
- изучение основного и вспомогательного оборудования насосных и компрессорных станций;
- изучение оборудования для хранения нефти;
- рассмотрение и изучение основных свойств и устройств гидродинамических и объемных передач
- изучение трубопроводной арматуры магистральных газонефтепроводов

ТЕМА 1. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕФТИ И ГАЗА

1.1. Происхождение и химический состав нефти и газа

Теория происхождения нефти имеет большое значение, т. к. позволяет производить обоснованные поиски нефтегазовых месторождений. В настоящее время существуют две теории: органическая и неорганическая.

Теория органического происхождения нефти акад. И. М. Губкина основывается на следующем. После гибели растительного или животного организма начинается процесс его разложения. Если он происходит при свободном доступе кислорода, то подавляющая часть углерода растительных и животных организмов возвращается в атмосферу. В этом случае лишь небольшая часть органических остатков попадает в благоприятные для их хранения условия. Если кислород отсутствует, разложение происходит за счет жизнедеятельности анаэробных бактерий - микроорганизмов, которые могут жить без доступа кислорода. Роль этих бактерий сводится к извлечению кислорода и образованию устойчивых соединений органического характера – исходного материала для образования нефти и газа. Наиболее благоприятными участками для накопления исходного для образования нефти и газа органического материала являются лиманы (бухты), лагуны (озера, соединенные с морем узким проливом) и эстуарии (воронкообразные глубокие устья рек, впадающих в моря).

Теория неорганического происхождения нефти заключается в следующем. Нефть поступает из мантии земли, куда она попала вместе с другими компонентами при формировании планеты из облака газопылевой и обломочной материи. Выделение и первоначальное накопление нефтяных углеводородов связано с процессами в верхней части мантии Земли, являющимися причиной тектонических движений. Перемещение нефти из зон ее накопления в подкорковой области в ловушки – месторождения, размещенные в верхних горизонтах земной коры, происходит по полостям верхних частей глубинных разломов, которыми рассекаются базальтовый, гранитный и осадочные слои земной коры.

Обе теории происхождения нефти основаны на предположении, что нефть из материнской толщи вследствие увеличения горного давления мигрирует (выжимается) в расположенные вблизи отложения горных пород с более высокой проницаемостью и заполненные водой. При этом нефть и газ оттесняют воду и собираются в наиболее повышенной части структуры или на участках, закрытых непроницаемыми отложениями, которые и останавливают дальнейшее продвижение жидкости, образуя нефтяную залежь.

По химическому составу нефть – сложное соединение углерода и водорода (содержатся также N, S, Cl, P, J). В нефти имеются группы углеводородов:

- 1) метановые (парафиновые);
- 2) нафтеновые;
- 3) ароматические.

Наиболее распространены в природных условиях углеводороды метанового ряда (алканы), имеющие общую формулу C_nH_{2n+2} : метан CH_4 , этан C_2H_6 , пропан C_3H_8 , бутан C_4H_{10} . Эти углеводороды называются также *предельными* или *на-*

сыщенными, что подчеркивает их небольшую химическую активность, а также плохую способность вступать в соединения с атомами других веществ.

1.2. Физические свойства нефти

Углеводородные соединения, содержащие от 5 до 17 атомов углерода в молекулах ($C_5H_{12} - C_{17}H_{36}$) - *жидкие вещества, входящие в состав нефти*. Углеводороды, в молекулах которых свыше 17 атомов углерода ($C_{18}H_{38} - C_{50}H_{102}$) – *твердые вещества – парафины и церезины, содержащиеся в нефтях*.

Процентное содержание в нефти отдельных фракций в определенных температурных интервалах, характеризует *фракционный состав нефти*. Легкие углеводороды имеют низкие точки кипения, например, у пентана C_5H_{12} $t_K=36$ °С, у гексана C_6H_{14} $t_K=69$ °С.

Первичная характеристика нефти на промыслах определяется по ее *плотности*, которая колеблется в диапазоне $\rho = 760 - 980$ кг/м³. Легкие нефти с плотностью до $\rho = 880$ кг/м³ наиболее ценные, т. к. они содержат больше бензиновых и масляных фракций.

Одно из основных свойств нефти – *вязкость* (внутреннее трение), т. е. свойство жидкости сопротивляться взаимному перемещению ее частиц при движении. С повышением температуры вязкость нефти резко уменьшается. Например, при повышении температуры многих бакинских нефтей от 10 до 30 °С вязкость уменьшается в 2 раза.

В условиях пластового давления в нефти всегда растворено определенное количество газа, достигающее иногда 300-400 м³ на 1 м³ нефти. Растворенный газ резко снижает плотность и вязкость нефти и увеличивает ее сжимаемость и объем. В пластовых условиях плотность изменяется в зависимости от давления, количества растворенного газа и температуры. С повышением давления плотность несколько увеличивается, а с повышением количества растворенного газа и температуры – уменьшается. Влияние количества растворенного газа и температуры оказывается значительным, поэтому плотность нефти в пласте всегда меньше, чем на поверхности.

Отношение объема нефти в пластовых условиях к объему этой же нефти после ее дегазации, т. е. при нормальных условиях называется *объемным коэффициентом нефти*

$$b = \frac{V_{nl}}{V_{нор}}. \quad (1.1)$$

Объемный коэффициент зависит от количества растворенного газа, температуры и давления в пласте. В соответствии с растворимостью газов в нефти и в воде объемный коэффициент для нефти значительно выше, чем для воды. Объемный коэффициент для пластовой воды составляет 0,99-1,06. Объемный коэффициент пластовой нефти показывает, какой объем в пластовых условиях занимает 1 м³ дегазированной нефти. Этот коэффициент всегда больше 1, у некоторых нефтей он равен 3.

Под *коэффициентом усадки* нефти понимается отношение

$$u = \frac{b-1}{b} 100, \%. \quad (1.2)$$

Этот коэффициент характеризует объем пластовой нефти (в %) при извлечении ее на поверхности, т. е. после ее дегазации.

Изменение единицы объема жидкости, приходящегося на единицу изменения давления называется *коэффициентом сжимаемости* β_H . *Коэффициент сжимаемости нефти* зависит от количества растворенного в них газа изменяется в диапазоне от $7 \cdot 10^{-10}$ до $13 \cdot 10^{-9}$ м²/н. *Коэффициент сжимаемости воды* изменяется в диапазоне от $\beta_H = (4-5) \cdot 10^{-10}$ м²/н.

Плотность пластовых жидкостей и их *объемный коэффициент*, а также пористость пород изменяется с изменением пластового давления.

Вязкость пластовой жидкости зависит от температуры и количества растворенного газа. При значительном количестве растворенного газа вязкость нефти в пласте может быть меньше вязкости воды (~ 1 сП при t=20°C). Вязкость воды в основном зависит от температуры, а другие параметры (давление, минерализация, количество растворенного газа) мало влияют на ее значение

1.3. Физические свойства нефтяных и природных газов

Нефтяные (попутные) газы – это углеводороды от метана СН₄ до пентана С₅Н₁₂ включительно, которые при атмосферном давлении находятся в газообразном состоянии. Самый легкий – метан, его содержание в нефтяных и газовых месторождениях от 40 до 95 %. Чем больше в нефтяном газе легких углеводородов (метана и этана), тем легче этот газ и меньше его теплота сгорания. В тяжелых нефтяных газах, наоборот, содержание метана и этана незначительно. Наибольшей упругостью паров обладает метан, который при нормальных условиях нельзя превратить в жидкость, т. к. его критическая температура фазового перехода (конденсации) $t_{кр} = -82,1^\circ\text{C}$.

В зависимости от преобладания легких или тяжелых (от пропана и выше) углеводородов газы разделяются на две группы – сухие и жирные.

Сухой газ – есть газ, в котором не содержится тяжелых углеводородов или их содержание незначительно.

Жирный газ – газ, в котором тяжелые углеводороды содержатся в таких количествах, когда можно получать сжиженные газы или газовые бензины.

Практически сухим считается газ в 1 м³ которого содержится менее 60 г газового бензина, а жирным если в 1 м³ содержится 60-150 г газового бензина. Плотность нефтяных газов колеблется от 0,72 кг/м³ у метана до 3,2 кг/м³ у пентана.

Природные газы – это смеси предельных углеводородов, главная составляющая часть которых метан. В виде примесей в природном газе присутствует азот, диоксид углерода, сероводород, гелий, аргон и даже пары ртути. Доля сероводорода Н₂С и диоксида углерода СО₂ достигает нескольких десятков процентов.

Молекулярная масса природных газов равна 16-20 и вычисляется по формуле

$$M = \sum_{i=1}^n M_i y_i, \quad (1.3)$$

где M_i, y_i - молекулярная масса и объемная доля i -го компонента.

Плотность природного газа определяется взвешиванием или вычисляется по молекулярной массе смеси

$$\rho = \frac{M}{V_M} = \frac{M}{24,05}, \quad (1.4)$$

где V_M - объем моля газа в стандартных условиях.

Плотность природных газов $\rho = 0,73 - 1,0$ кг/м³.

По закону Клапейрона-Менделеева

$$pV = Z m RT, \quad (1.5)$$

где p, V, T, m - соответственно давление, объем, абсолютная температура и масса газа; Z - коэффициент сжимаемости, зависящий от приведенного давления и приведенной температуры

$Z = f\left(\frac{p}{p_{кр}}, \frac{T}{T_{кр}}\right)$.

Коэффициент сжимаемости при больших давлениях $p \geq 1,2$ МПа определяется по номограммам в зависимости от приведенного давления и приведенной температуры.

Контрольные вопросы

1. В чем сущность теории органического происхождения нефти и газа?
2. В чем сущность теории неорганического происхождения нефти и газа?
3. Как образуется нефтяная залежь в соответствии с теориями органического и органического происхождения нефти?
4. Каков химический состав нефти и природного газа?
5. Как содержание атомов углерода отражается на агрегатном состоянии предельных углеводородов?
6. Что такое фракционный состав нефти?
7. Каковы плотность и вязкость нефти? От чего они зависят?
8. Что такое объемный коэффициент нефти и от чего он зависит?
9. Что такое коэффициент усадки нефти и что он характеризует?
10. Что такое коэффициент сжимаемости нефти и от чего он зависит?
11. От чего зависит вязкость пластовой жидкости?
12. Каковы основные физические свойства нефтяных газов?
13. Что представляют из себя сухие и жирные газы?
14. Как определяются молекулярная масса и плотность природных газов?
15. Каково соотношение между давлением, объемом и массой природного газа?
16. От чего зависит коэффициент сжимаемости природного газа и как его можно определить при давлениях не менее 1,2 МПа?

ТЕМА 2. ТРАНСПОРТ НЕФТИ И ГАЗА

2.1. Краткая сравнительная характеристика различных видов транспорта нефти и газа

Транспорт нефти и газа осуществляется *железнодорожным, водным, трубопроводным, автомобильным и воздушным транспортом.*

Железнодорожный транспорт — наиболее распространенный вид транспорта для перевозки грузов. Перевозка жидких нефтяных грузов и сжиженных газов осуществляется в специальных стальных вагонах-цистернах грузоподъемностью 50, 60 и 120 т, выполненных из листовой стали толщиной 8-11 мм. Налив нефтепродуктов в цистерну, как правило, производится сверху, а слив снизу. Цистерны оборудуются смотровыми площадками, внутренними и наружными лестницами, нижними сливными приборами и другими необходимыми устройствами для надежной эксплуатации в пути следования и при сливно-наливных работах. В качестве тары для нефтегрузов применяются металлические, пластмассовые и деревянные бочки и бидоны, фанерные и металлофанерные ящики и барабаны, стеклянные бутылки, хлопчатобумажные и бумажные мешки и др.

Достоинства железнодорожного транспорта:

- 1) универсальность (перевозка всех видов нефти и нефтепродуктов и сжиженных газов в любых объемах);
- 2) равномерность доставки грузов в течение всего года с более высокой скоростью, чем водным транспортом;
- 3) доставка нефтепродуктов и сжиженных газов в большинство пунктов потребления в связи с наличием разветвленных железнодорожных сетей в густонаселенных промышленных и сельскохозяйственных районах.

Недостатки железнодорожного транспорта:

- 1) большие капитальные затраты при строительстве новых, ремонте и реконструкции существующих линий;
- 2) высокие эксплуатационные затраты;
- 3) низкая эффективность использования мощности подвижного состава (цистерны в обратном направлении идут незагруженными);
- 4) значительные потери нефтепродуктов при транспорте и погрузочно-разгрузочных операциях;
- 5) необходимость специальных сливно-наливных пунктов и пунктов зачистки вагонов-цистерн.

Водный транспорт нефти и сжиженных газов делится на *речной* — по внутренним водным путям и *морской* — по морям и океанам. По рекам и озерам нефть перевозится в баржах и в речных танкерах — специальных самоходных судах, предназначенных для перевозки нефтегрузов. Морской транспорт нефтегрузов осуществляется морскими танкерами — судами большой грузоподъемности, способными пересекать океаны и моря. Грузоподъемность современных морских супертанкеров достигает 1 млн. т.

Нефтеналивные суда характеризуются следующими основными показателями:

1) *водоизмещением* — массой воды, вытесняемой груженым судном. Водоизмещение судна при полной осадке равно собственной массе судна и массе полного груза в нем, включая все необходимые для плавания запасы;

2) *дедвейтом* — массой поднимаемого груза (транспортного и хозяйственного);

3) *грузоподъемностью* — массой транспортного груза;

4) *осадкой* при полной загрузке;

5) *скоростью* при полной загрузке.

Сооружаются комбинированные суда, предназначенные для перевозки нефтей и нефтепродуктов, навалочных грузов и руды. Имеются танкеры класса “река-море” грузоподъемностью 5000 т повышенной прочности. Эти суда даже способны совершать рейсы в открытых морях.

Все виды водного транспорта располагают *неограниченной пропускной способностью* водных путей. Их использование в большинстве случаев исключает необходимость в создании дорогостоящих линейных сооружений. Провозная способность флота *ограничивается грузоподъемностью* и другими показателями передвижных средств флота, производительностью причального и берегового нефтебазового хозяйства. Чем больше грузоподъемность танкера, тем дешевле перевозка. Эффективность использования супертанкеров повышается с увеличением дальности перевозок, на малых расстояниях они перестают быть рентабельными.

Трубопроводный транспорт сырой нефти, нефтепродуктов и природного газа осуществляется по специальным трубопроводам от мест производства к местам потребления. По перекачиваемому продукту магистральные трубопроводы подразделяют на *нефтепроводы*, перекачивающие нефть, и *нефтепродуктопроводы*, перекачивающие бензины, дизельные топлива, керосины, мазуты. К *магистральным нефтепроводам* относятся трубопроводы *диаметром* от 529 до 1220 мм и протяженностью 50 км и более, предназначенные для доставки нефти из районов добычи на нефтеперерабатывающие заводы или пункты налива нефти в железнодорожные вагоны-цистерны или в места погрузки ее на танкеры. К *магистральным нефтепродуктопроводам* относятся трубопроводы диаметром не менее 219 мм и протяженностью 50 км и более, предназначенные для транспортировки нефтепродуктов из районов их производства, а также перевалочных нефтебаз в районы потребления — до распределительных нефтебаз, наливных станций, портов, крупных промышленных предприятий, ТЭЦ и др.

Достоинства трубопроводного транспорта:

1) наиболее низкая себестоимость перекачки;

2) небольшие удельные капитальные вложения и быстрая окупаемость затрат при строительстве трубопроводов;

3) бесперебойная поставка в течение года, практически не зависящая от климатических условий;

4) высокая производительность труда;

5) незначительные потери при перекачке;

6) сравнительно короткие сроки строительства;

- 7) возможность перекачки нескольких сортов нефти и нефтепродуктов по одному трубопроводу;
- 8) возможность наращивания пропускной способности трубопровода за счет строительства дополнительных насосных станций и прокладки параллельных участков (лупингов).

Недостатки трубопроводного транспорта:

- 1) крупные единовременные капитальные вложения в строительство;
- 2) потребность в крупных материальных затратах на заполнение всего трубопровода нефтью или нефтепродуктом при вводе в эксплуатацию. Особенно велики эти затраты для магистральных нефтепродуктопроводов: большая металлоемкость, необходимость устойчивого грузопотока на длительное время, небольшая скорость движения нефти и нефтепродуктов (5-10 км/ч).

Автомобильный транспорт — основной вид транспорта для доставки нефтепродуктов с распределительных нефтебаз и наливных пунктов непосредственно к местам потребления (на АЗС, заводы, фабрики, автобазы и т.д.). Для перевозки нефти автотранспорт практически не используют. Перевозки нефтепродуктов автомобильным транспортом осуществляют, в основном, в пределах нескольких десятков километров. При больших расстояниях автотранспорт неэкономичен по сравнению с железнодорожным, и его применяют лишь там, где отсутствует сеть других видов транспорта (например, на Севере и т. д.). Массовые нефтепродукты (бензин, дизельное топливо, мазут, некоторые масла) перевозят в специализированных автомобильных цистернах и автоприцепах, мелкие партии нефтепродуктов – в таре на бортовых машинах.

К *достоинствам* автотранспорта следует отнести:

- 1) доставку небольших партий нефтепродуктов на различные расстояния с большой скоростью;
- 2) большую маневренность и высокую проходимость;
- 3) высокую оперативность.

Недостатки автотранспорта:

- 1) высокие затраты на эксплуатацию в 10-20 раз выше, чем по железной дороге;
- 2) сравнительно небольшая грузоподъемность автоцистерн, неполная загрузка подвижных средств из-за порожних пробегов цистерн;
- 3) зависимость от наличия и технического состояния дорог.

Воздушный транспорт нефтепродуктов из-за значительной стоимости применяют лишь для снабжения отдельных пунктов на Крайнем Севере, дрейфующих станций и зимовок в Арктике. Доставку нефтепродуктов воздушным транспортом осуществляют, как правило, в бочках.

2.2. Классификация нефтепроводов и нефтепродуктопроводов

Трубопроводы, предназначенные для перекачки нефтей, называется *нефтепроводами*, а для перекачки нефтепродуктов – *нефтепродуктопроводами*. Последние в зависимости от вида перекачиваемого продукта называются бензопроводами, мазутопроводами и т. д. В зависимости от назначения, территориального расположения и длины трубопроводы подразделяются на *магистраль-*

ные, местные (между перекачивающей станцией и нефтебазой и т. д.) и *внутренние* (внутрипромысловые, внутрибазовые, внутризаводские и внутрицеховые). К *магистральным нефтепроводам и нефтепродуктопроводам* относятся:

1) нефтепроводы и отводы от них, по которым нефть подается от головной насосной станции на нефтеперерабатывающие заводы и перевалочные нефтебазы;

2) нефтепродуктопроводы и отводы от них, по которым нефтепродукты с головной насосной станции у завода подаются на нефтебазы, нефтеналивные причалы и эстакады.

2.3. Основные объекты и сооружения магистральных нефтепроводов

Магистральный нефтепровод состоит из следующих комплексов сооружений.

1. *Подводящих трубопроводов*, связывающих источники нефти или нефтепродуктов с головными сооружениями трубопровода. По этим трубопроводам перекачивают нефть от промысла или нефтепродукт от завода в резервуары головной станции.

2. *Головной перекачивающей станции*, на которой собирают нефть и нефтепродукты, предназначенные для перекачки по магистральному трубопроводу. Здесь производится приемка нефтепродуктов, разделение их по сортам, учет и перекачка на следующую станцию.

3. *Промежуточных перекачивающих станций*, на которых нефть или нефтепродукт, поступающий с предыдущей станции, перекачивается далее.

4. *Конечных пунктов*, где принимают продукт из трубопровода, распределяют потребителям или отправляют далее другими видами транспорта.

5. *Линейных сооружений трубопровода*, к которым относятся: трубопровод, линейные колодцы на трассе, станции катодной и протекторной защиты, дренажные установки, а также переходы через водные препятствия, железные и автогужевые дороги. К линейным сооружениям относятся также дома обходчиков, линии связи, грунтовые дороги, сооружаемые вдоль трассы трубопровода.

Головные перекачивающие станции целесообразно располагать вблизи нефтепромыслов или заводов. Это позволяет сократить длину подводящих трубопроводов и сосредоточить операции приема нефтей на головной станции. На головной станции устанавливают необходимое число резервуаров для приема и сдачи нефти и нефтепродуктов, разделения нефтепродуктов по сортам при последовательной перекачке, а также для их приемки в случае аварийной обстановки на трубопроводе.

Промежуточные перекачивающие станции размещают по трассе трубопровода согласно гидравлическому расчету. Среднее значение перегона между станциями для первой очереди 100-200 км, а для второй очереди 50-100 км. На промежуточной станции нефть поступает в резервуары, предназначенные для выравнивания неодинаковой подачи предыдущей и последующей насосных станций. На резервуарах также устанавливают аппаратуру для замера количества перекачиваемого продукта и устройства для контроля за последовательной

перекачкой. При оборудовании насосных станций центробежными насосами возможна перекачка из насоса в насос без буферных резервуаров. Для осуществления таких перекачек требуется автоматизация операций на всем протяжении трубопровода. Через цепь последовательно расположенных промежуточных станций нефть или нефтепродукт поступает на конечный пункт нефтепровода или нефтепродуктопровода.

Как головные, так и промежуточные *перекачивающие станции* включают следующий комплекс сооружений, таких как: насосная станция, резервуарный парк, механическая мастерская, понизительная подстанция, котельная, объекты водоснабжения и канализации, подсобные и административные сооружения, культурно-бытовые сооружения и жилые дома. Насосные станции оборудуют мощными насосами и сложным энергетическим хозяйством, мощность которого достигает нескольких тысяч киловатт.

В настоящее время в насосных станциях наиболее широкое применение получили *центробежные насосы*. Они имеют следующие преимущества: возможность создания в одном корпусе насоса с большой подачей (до 12,5 тыс. м³/ч и выше) при напоре более 200 м; высокий КПД (более 0,85) при перекачке маловязких жидкостей (с динамической вязкостью меньше 0,2-0,3 П); возможность непосредственного присоединения вала насоса к валу быстроходного электродвигателя без промежуточных редукторов; плавное изменение подачи; возможность перекачки нефтей, содержащих небольшое количество механических примесей. Для привода центробежных насосов используются электродвигатели мощностью от 900 до 6600 кВт, а также газовые турбины различных типов и двигатели внутреннего сгорания (дизели).

Конечным пунктом нефтепровода является нефтеперерабатывающий завод (НПЗ) или перевалочная нефтебаза. *Конечным пунктом нефтепродуктопровода* обычно является крупная нефтебаза районного значения, расположенная в узле развитых транспортных артерий. На этой нефтебазе хранятся необходимые запасы нефтепродуктов. На конечном пункте нефтепродуктопровода осуществляют следующие операции: прием и учет нефтепродуктов; хранение запасов, перевалку нефтепродуктов на водный и железнодорожный транспорт, распределение нефтепродуктов районным потребителям. Таким образом, на конечном пункте выполняют все операции, присущие обычной крупноперевалочной нефтебазе. При последовательной перекачке нефтепродуктов разных сортов на конечном пункте должны разделять их по сортам и восстанавливать кондицию, ухудшенную вследствие частичного их смешения. Поэтому на конечном пункте, как и на головной станции, предусматривается необходимое число резервуаров для накопления определенных объемов каждого сорта нефтепродукта. Кроме того, для равномерной работы трубопровода на конечных пунктах должна быть емкость для хранения нефтепродуктов в период повышенного их потребления (в отопительный период).

Основной частью *линейных сооружений трубопровода* является трубопровод, оборудованный необходимой арматурой. Глубина заложения трубопровода определяется в зависимости от климатических и геологических условий, а также с учетом специфических условий, связанных с необходимостью поддержа-

ния температуры перекачиваемого продукта выше температуры его застывания. На трассе с интервалами 10-30 км в зависимости от рельефа устанавливают линейные задвижки для перекрытия участков трубопровода в случае аварии. Для магистральных нефтепроводов в последние годы применяют трубы диаметром до 1200 мм и выше. Толщину стенок труб нефтепровода рассчитывают, исходя из максимального рабочего давления перекачивающих станций, достигающего 5,0-6,5 МПа и выше. Трубы для нефтепроводов применяют сварные (прямошовные и спиралешовные), а стыки их соединяют электросваркой. Вдоль трассы строят линии телефонной связи, имеющей диспетчерское назначение. Она является чрезвычайно ответственным сооружением, поэтому прекращение ее работы, как правило, влечет за собой остановку перекачки по трубопроводу. Вдоль трассы трубопровода на расстоянии 15 км друг от друга располагают усадьбы обходчиков. В обязанности обходчиков входят: сторожевая охрана трубопровода, наблюдение за исправностью линии, за станциями катодной защиты и дренажными установками.

2.4. Классификация и характеристика магистральных газопроводов

Магистральным газопроводом называется трубопровод, предназначенный для транспортировки газа из района добычи или производства в район его потребления или соединяющий отдельные газовые месторождения. В состав сооружений магистрального газопровода входят комплекс сооружений и установок, предназначенных для транспортировки природного или попутного нефтяного газа от газовых или нефтяных промыслов к потребителям. *Ответвлением от магистрального газопровода* называется трубопровод, присоединенный непосредственно к магистральному газопроводу и предназначенный для отвода части транспортируемого газа к отдельным населенным пунктам и промышленным предприятиям.

В зависимости от рабочего давления устанавливаются три класса магистральных газопроводов:

- I – высокого давления (при рабочем давлении $P > 2,5$ МПа);
- II – среднего давления (при рабочем давлении $1,2 \text{ МПа} < P \leq 2,5$ МПа);
- III - низкого давления (при рабочем давлении $P \leq 1,2$ МПа).

Длина магистрального газопровода может составлять от десятка до нескольких тысяч километров, диаметр от 150 до 1420 мм, большинство газопроводов построенных после 1958 г. имеют диаметр от 720 до 1420 мм, а максимальное давление достигает 5,5-7,5 МПа в существующих газопроводах и в строящихся в ближайшие годы будет доведено до 12-25 МПа. Пропускная способность газопровода зависит от диаметра и давления газа в нем (табл. 1).

Таблица 1**Пропускная способность газопровода зависит от диаметра и давления газа**

Диаметр, мм	Давление, МПа	Пропускная способность, млрд. м ³ /год
800	5,5	6
1020	5,5	10
1220	5,5	15
1420	7,5	30

2.5. Основные объекты и сооружения магистральных газопроводов

Магистральный газопровод (МГ) – сложный комплекс сооружений, включающий в себя: *установки подготовки газа*, в частности сепараторы, *промежуточные компрессорные станции (ПКС)*, *линейную запорную арматуру*, *газораспределительные станции* (промышленные – ПГРС и городские - ГРС), *подземных хранилища газа (ПХГ)* и *вспомогательные сооружения*.

Принципиальная схема магистрального газопровода приведена на рис. 2.1. Газ из скважин (Ск) поступает в сепараторы (Сеп.), где от него отделяются жидкие и твердые механические примеси. Далее по промышленным газопроводам газ поступает в коллекторы и в ПГРС. Здесь газ вновь очищают в масляных пылеуловителях, осушают, одорируют и снижают давление до расчетного значения, принятого в магистральных газопроводах. ПКС располагают примерно через 150 км. Для проведения ремонтов, предусматривают линейную запорную арматуру ЛЗА, которую устанавливают не реже чем, через 25 км. Кроме того, отключающие устройства устанавливаются на всех ответвлениях от газопровода, на берегах водных преград при пересечении их газопроводом и на подходах к КС. В непосредственной близости от линейных кранов располагаются продувочные свечи, предназначенные для опорожнения газопровода на участке между кранами - в случае необходимости проведения ремонтных работ. Для надежного газоснабжения и обеспечения большего расхода газа современные МГ выполняют в две или несколько ниток. МГ заканчивается ГРС, которая подает газ крупному городу или промышленному узлу. По пути МГ имеет отводы, по которым газ поступает к ГРС промежуточным потребителям ПП (городов, поселков, промышленных предприятий и т. п.). Для покрытия сезонной неравномерности используют подземные хранилища ПХ.

Пропускная способность газопровода определяется по формуле

$$q = \frac{Q}{365} K_3, \quad (2.1)$$

где Q - производительность газопровода, млн. м³/год;

K_3 - среднегодовой коэффициент загрузки газопровода, принятый для магистральных газопроводов $K_3 = 0,85$, для ответвлений – $K_3 = 0,75$.

15. Изобразите схему газотранспортной системы и объясните принцип ее действия.
16. Как определяется пропускная способность газопровода?

ТЕМА 3. ОБОРУДОВАНИЕ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

3.1. Назначение и классификация НС и КС

Компрессорные (КС) и насосные (НС) станции являются движителями, с их помощью нефть, нефтепродукты или газ приводятся в движение в трубопроводе. Ясно, что от надежной работы НС и КС зависит бесперебойная работа трубопровода в целом.

В зависимости от расположения на трассе трубопровода КС и НС могут быть головными и промежуточными. *Головные станции* (ГКС, ГНС) сооружают вблизи промыслов. Они предназначены для приема нефти или газа, их очистки и повышения давления в трубопроводе до рабочего. *Промежуточные станции* (ПКС и ПНС) размещают между начальной и конечной точками трубопровода, они служат для поддержания давления в трубопроводе.

Для сбора попутного газа на нефтепромыслах, закачки газа в подземные хранилища и снижения природного газа строят специальные КС.

При ликвидации аварий на газопроводе, а также при ремонте одного или нескольких агрегатов на станции применяют передвижные КС.

К специальным относят насосные станции пикового подъема и кустовые, или дожимные, НС *пикового подъема* располагают вблизи перевальных точек для поддержания равномерной пропускной способности трубопровода независимо от рельефа местности, по которой он проходит. На нефтяных промыслах групповую установку по сбору нефти оснащают *дожимной* насосной, предназначенной для перекачки нефти по трубопроводу к головной НС.

По типу основных агрегатов перекачивающие станции разделяются на поршневые с приводом от двигателя внутреннего сгорания или электродвигателя и центробежные с приводом от газовой турбины или электродвигателя.

3.2. Принципы составления генплана НС

Генеральный план насосной станции содержит комплексное решение планировки и благоустройства территории, размещения зданий и сооружений, транспортных коммуникаций и инженерных сетей в соответствии с существующими нормами проектирования и конкретными геологическими и гидрогеологическими условиями и рельефом местности.

Площадку под станцию выбирают в соответствии с проектом планировки и застройки района строительства. Размеры площадки следует принимать минимально необходимыми с учетом рациональной плотности застройки, а также возможности расширения станции.

Генеральный план насосной станции должен обеспечивать наиболее экономичный производственный процесс на минимальной территории с учетом размещения во всех возможных случаях технологического оборудования на открытых площадках. При разработке генерального плана обеспечивают наиболее рациональное размещение зданий и сооружений с учетом сторон света и преоб-

ладающего направления ветров, предусматривают возможность выполнения строительных и монтажных работ современными методами и применением строительных машин новых конструкций.

Все это следует учитывать при составлении генеральных планов перекачивающих станций и объемно-планировочных решений отдельных зданий и сооружений как в обычном, так и блочно-комплектном исполнении.

3.3. Основное и вспомогательное технологическое оборудование

Насосные для нефти и нефтепродуктов относятся к взрывоопасным помещениям класса В-1а.

Оборудование насосных делится на основные и вспомогательные.

К основному оборудованию относятся магистральные подпорные насосы и электродвигатель к ним. К вспомогательному – системы, предназначенные для обслуживания основного оборудования, смазки подшипников насосов, обратного водоснабжения для охлаждения масла в маслоохладителях и воздушного пространства электродвигателей при замкнутом цикле вентиляции, вентиляции, отвода от торцевых утолщений, а также грузоподъемные механизмы.

В зависимости от исполнения электродвигателей может быть осуществлена в общем зале или в разных залах насосной. Подача магистральных центробежных насосов принимается равной полной пропускной способности магистральных трубопроводов. До вывода нефтепровода на проектную мощность в насосных следует применять сменные роторы с рабочими колесами, обеспечивающие высший коэффициент полезного действия при пониженных подачах. Во избежание значимого снижения коэффициента полезного действия насосов рекомендуется уменьшить диаметр колес не более, чем на 10%.

На каждой станции предусматривается один резервный насос, в том числе и при одном рабочем колесе.

Магистральный насос. Для перекачки нефти и нефтепродуктов по магистральному трубопроводу применяется центробежный магистральный насос типа НМС параметрами по ГОСТ 12124-74, они предназначены для нефти и нефтепродукта с температурой до 80°C и кинематической вязкостью не больше 3 см²/с, содержится не больше 0,5% механических примесей. Магистральный насос по конструкции делится на две группы: секционный (с подачей до 1250 м³/ч, многоступенчатые) и спиральный (с подачей 1250 м³/ч и выше, одноступенчатые).

Подпорные насосы предназначены для перекачивания нефти от емкости к магистральному насосу создает необходимость подпора для обеспечения безкавитационной работы магистральных насосов; работают по второй схеме; центробежные горизонтальные спиральные одноступенчатые.

К вспомогательному насосному оборудованию относятся: нефтенасосы для откачки утечек основного оборудования; насосы обратного водоснабжения и охлаждения; насосы масляного хозяйства; вакуумные насосы для подпорных насосов.

3.4. Основное оборудование насосных станций

Специально оборудованное помещение, в котором устанавливаются насосы вместе с двигателями, называется насосной станцией.

Для перекачки нефтей и нефтепродуктов используются центробежные, поршневые и шестеренные насосы.

Насосно-силовое оборудование. Насосами называются гидравлические машины, которые служат для перекачки жидкостей. При трубопроводном транспорте нефти используются в основном центробежные насосы. Конструктивно (рис.2.) они представляют собой улиткообразный корпус (элементами которого являются спиральная камера (3), всасывающий (2) и нагнетательный (4) патрубки), внутри которого вращается закрепленное на валу рабочее колесо (8). Последнее состоит из двух дисков.

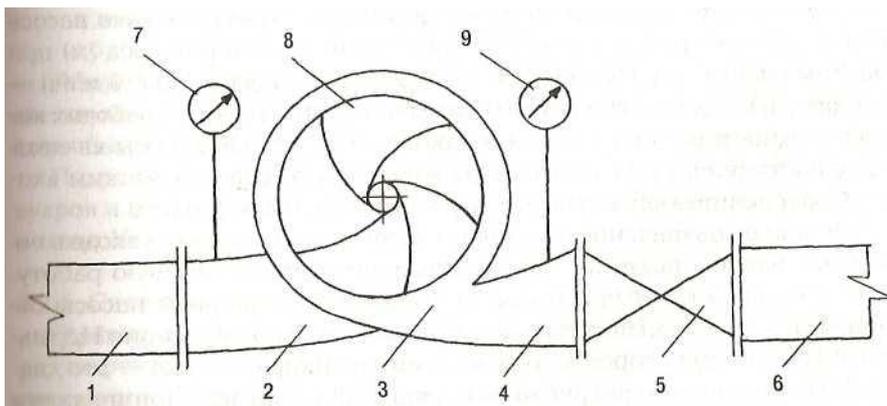


Рис. 3.1. Принципиальная схема насосной установки на базе центробежного насоса: 1 — всасывающий трубопровод; 2 — всасывающий патрубок насоса; 3 — спиральная камера; 4 — нагнетательный патрубок; 5 — напорная задвижка; 6 — напорный трубопровод; 7 — мановакуумметр; 8 — рабочее колесо; 9 — манометр

Принцип работы центробежных насосов следующий. Из всасывающего трубопровода через всасывающий патрубок жидкость поступает на быстро вращающиеся лопасти рабочего колеса (8), где под действием центробежных сил отбрасывается к периферии насоса. Таким образом, механическая энергия вращения вала двигателя преобразуется в кинетическую энергию жидкости. Двигаясь по спиральной камере (3), жидкость попадает в расширяющийся нагнетательный патрубок (4), где по мере уменьшения скорости увеличивается давление жидкости. Далее через напорную задвижку (5) жидкость поступает в напорный трубопровод (6). Для контроля за работой насоса измеряют давление в его всасывающем и нагнетательном патрубках с помощью мановакуумметра (7) и манометра (9).

Для успешного ведения перекачки на входе в центробежные насосы должен поддерживаться определенный подпор. Его величина не должна быть меньше некоторого значения, называемого допустимым кавитационным запасом. По величине развиваемого напора центробежные насосы магистральных

нефтепроводов делятся на основные и подпорные. В качестве *основных* используются нефтяные центробежные насосы серии НМ.

Марка насосов расшифровывается следующим образом: Н — насос, М — магистральный, первое число после букв — подача насоса ($\text{м}^3/\text{ч}$) при максимальном кпд, второе число — напор насоса (м) при максимальном кпд. Насосы НМ на небольшую подачу (до $710 \text{ м}^3/\text{ч}$) — секционные, имеют три последовательно установленных рабочих колеса с односторонним входом жидкости. Остальные насосы являются одноступенчатыми и имеют рабочее колесо с двусторонним входом, обеспечивающим разгрузку ротора от осевых усилий.

Основное назначение *подпорных насосов* — создание на входе в основные насосы подпора, обеспечивающего их устойчивую работу. При подачах $2500 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более применяются подпорные насосы серии НМП. При меньших подачах используются насосы серии НД (насос с колесом двустороннего всасывания). Цифра в марке — это диаметр всасывающего патрубка, выраженный в дюймах. Применяются также насосы марки НПВ (Н — насос; П — подпорный; В — вертикальный). Это одноступенчатые насосы, располагаемые ниже поверхности земли в металлическом или бетонном колодце («стакане»).

В качестве привода насосов используются электродвигатели синхронного и асинхронного типа. В зависимости от исполнения электродвигатели могут быть установлены в общем зале с насосами или в помещении, отделенном от насосного зала газонепроницаемой стеной. Взрывозащищенное исполнение электродвигателей, применяемых в общих залах нефтенасосных, достигается продувкой корпуса электродвигателя воздухом под избыточным давлением. Основные и подпорные насосы устанавливаются соответственно их основной и в подпорной насосных.

При обычном исполнении электродвигателей их устанавливают в отдельном зале, герметично изолированном от насосного зала специальной стеной. В этом случае место прохождения через разделительную стену вала, соединяющего насос и электродвигатель, имеет конструкцию, препятствующую проникновению через него паров нефти.

Центробежные насосы отличаются небольшой массой и простотой эксплуатации. Конструктивно центробежные насосы представляют собой улиткообразный корпус (элементами которого являются спиральная камера 3, всасывающий 2 и нагнетательный 4 патрубки), внутри которого вращается закрепленное на валу рабочее колесо 8. Последнее состоит из двух дисков, между которыми находятся лопатки, загнутые в сторону, обратную направлению вращения.

На перекачивающих станциях нефтепродуктопроводов также устанавливаются основные и подпорные центробежные насосы. Из основных насосов типа НМ и НМП наибольшее распространение получили насосы НМ 360 – 460, НМ 500-300, НМ 1250- 260. Кроме того, находятся в эксплуатации многоступенчатые насосы НПС 200- 700, консольные насосы НК 560/300, а также насосы старого образца: 10 Н8х4, 14Н12х2. Подпорные насосы представлены типами 8НДнН, 12НДсН, 14НДсН. Основные характеристики применяемых насосов представлены в таблице 1.

На нефтебазах применяют центробежные, поршневые и шестеренные насосы. Наиболее распространены центробежные насосы типов НК (консольные) и НД (с рабочими колесами двустороннего входа). Консольные насосы НК одноступенчатые; их подача составляет от 30 до 1430 м³/ч, а напор от 45 до 130 м. Насосы типа НД бывают одно-, двух- и трехступенчатыми с подачей от 200 до 1700 м³/ч и напором – от 60 до 300 м. Таким образом, их параметры, как правило, значительно отличаются от параметров центробежных насосов, используемых на перекачивающих станциях магистральных трубопроводов.

Насосные, предназначенные для перекачки легковоспламеняющихся нефтепродуктов, оборудуются естественной вентиляцией с применением дефлекторов или искусственной вентиляцией с применением вентиляционных установок.

Поршневые насосы используют на насосных станциях для перекачки высоковязких нефтепродуктов, а также газожидкостных смесей, образующихся например, при зачистке резервуаров.

Поршневые насосы с кривошипно-шатунным приводом и клапанной системой распределения относятся к машинам, используемым еще в глубокой древности. Их применение для целей водоснабжения известно со II в. до н. э., однако и в наши дни они являются одним из основных широко распространенных типов машин для перемещения жидкостей.

Конструктивная схема насосной установки с простейшим насосом такого типа представлена на рис. 3.2. Рабочей камерой служит цилиндр б, а вытеснителем — плунжер 8 с возвратно-поступательным движением, которое ему сообщает кривошипно-шатунный механизм. Система распределения, обеспечивающая соединение цилиндра попеременно с всасывающей (подводящей) 1 и напорной (отводящей) 3 линиями, состоит из всасывающего 11 и нагнетательного 5 клапанов. Клапаны являются самодействующими. При увеличении объема рабочей камеры (при цикле заполнения), в ней устанавливается давление p_m меньшее, чем давление p_x перед клапаном 11. Под действием возникшей разности давлений клапан поднимается и камера заполняется жидкостью из всасывающей линии 1.

При уменьшении объема камеры (при цикле вытеснения), когда плунжер в нее вдвигается, давление в камере начинает повышаться клапан 11 закрывается и, когда давление в камере достигнет значения $p_{2ц}$, большего, чем давление p_2 за клапаном 5, жидкость будет вытесняться через этот клапан в линию 3.

Отметим, что описанная смена циклов возможна только при условии, что давление p_2 больше, чем p_1 (это соответствует работе такой гидромашины в качестве насоса).

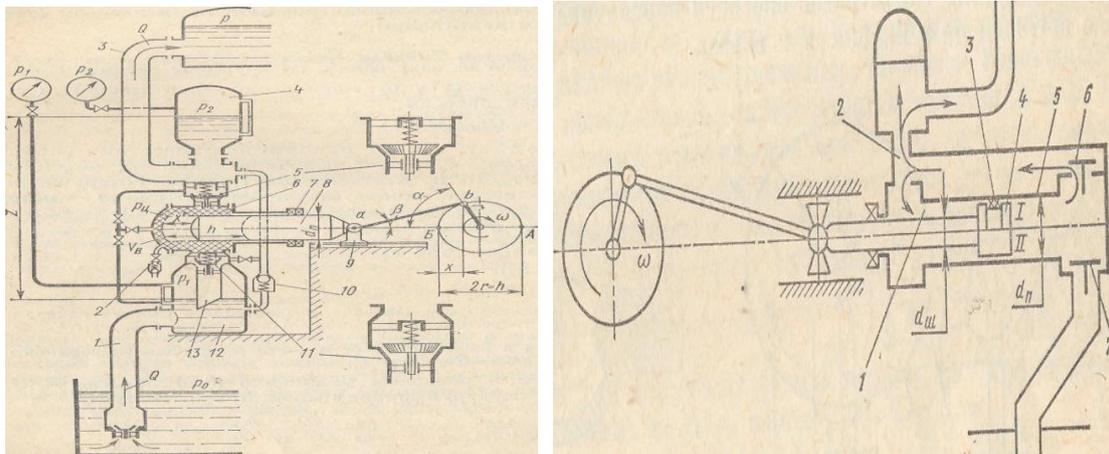


Рис. 3.2. Схема поршневого насоса с кривошипным приводом
Рис.3.3.. Схема поршневого насоса с дифференциальный поршнем

Если подвести к линии *1* жидкость под высоким давлением, то плунжер под ее действием не начнет двигаться, так как клапаны допустят свободный проток жидкости в линию *5*, где давление меньше. Следовательно, использовать насос с самодействующими клапанами в качестве гидродвигателя невозможно, он необратим.

По конструкции вытеснителя поршневые насосы разделяют на собственно *поршневые* (рис. 3.3) и *плунжерные* (рис.3.2). В поршневом насосе поршень *4* (см. рис. 2) перемещается в гладко обработанном цилиндре *5*. Уплотнением поршня служит сальник *3* (вариант I) или малый зазор (вариант II) со стенкой цилиндра. В плунжерном насосе (см. рис. 1) гладкий плунжер перемещается в рабочей камере свободно, а уплотнение *7* размещено неподвижно в корпусе камеры. Так как точная обработка внутренних поверхностей более трудоемка, чем внешних, а доступность ремонта и замена неподвижного наружного уплотнения более просты, чем подвижного внутреннего, плунжерные насосы всегда предпочтительнее, чем поршневые, если особые конструктивные и эксплуатационные требования не исключают их применения. Как указывалось, в дальнейшем оба типа насосов, несмотря на различие в форме вытеснителей будут именоваться поршневыми.

Приводные механизмы поршневых насосов принято разделять на собственно *кривошипные* (см. рис. 3.2) и *кулачковые*. В последних поршень *2* упирается во вращающийся кулачок-эксцентрик *3* через ролик или, как показано на рисунке, шарнирную опору скольжения — башмак *5*.

В качестве привода поршневых насосов используются электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания (дизели) и паровые двигатели.

Благодаря простоте конструкции шестеренные гидромашины получили очень широкое распространение в качестве нерегулируемых насосов, применяемых для питания гидропередатчиков небольшой с дроссельным управлением, для подачи смазки, для питания систем управления.

Шестеренная гидромашинка распространенного типа с наружным зацеплением (рис. 3.4) представляет собой пару чаще всего одинаковых шестерен *1* и *9*, находящихся в зацеплении и помещенных в камеру, стенки которой охваты-

вают их со всех сторон с малыми зазорами. Камеру образуют корпус 15 и боковые диски 2 и 14. По обе стороны области зацепления b в корпусе имеются полости A и B , соединенные с линиями высокого p_2 и низкого p_1 давления. Перекачиваемая из полости A жидкость заполняет впадины между зубьями и перемещается в полость B , где вытесняется в линию с давлением p_2 .

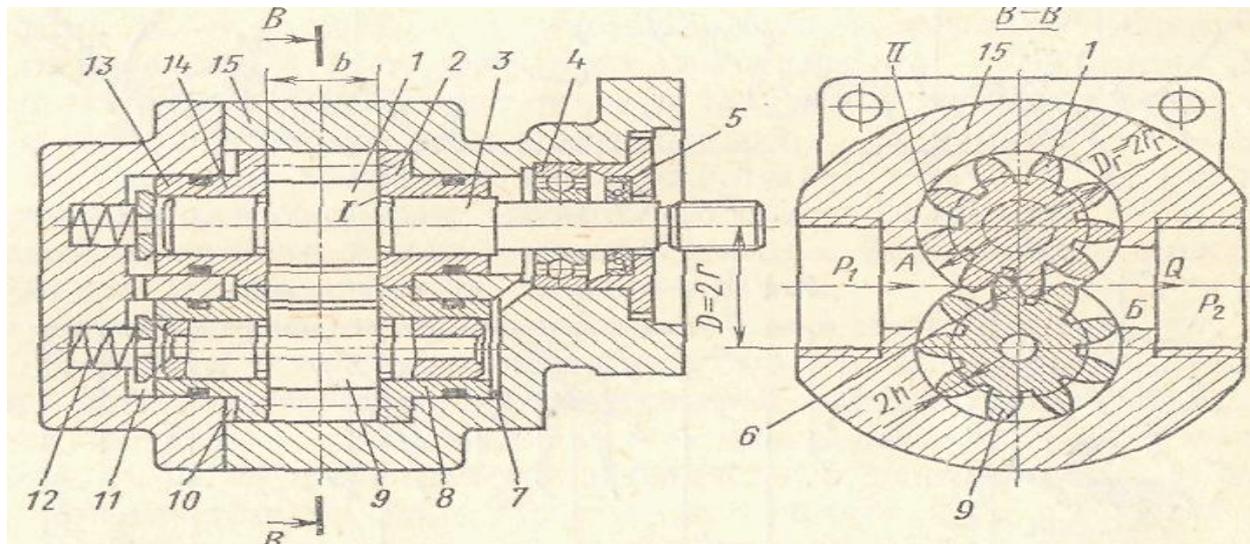


Рис. 3.4. Шестеренный насос

Одному рабочему циклу машины соответствует поворот шестерен на угловой шаг $2\pi i$ (i — число зубьев).

На рис. 3.5. показана схема распределения давления жидкости по периметру шестерен. Благодаря утечкам между корпусом и головками зубьев давление постепенно снижается от p_2 , до p_1 . Действие давления сводится к равнодействующим F , которые порождают значительные нагрузки на подшипники 8 и 13. (см. рис 6). Неравномерность подачи вызывает пульсацию этих нагрузок. Увеличение числа зубьев i , вызывая увеличение размеров шестерен, приводит к возрастанию нагрузок на подшипник. В любом случае из-за неблагоприятных условий работы подшипников необходимо увеличивать их размеры, а следовательно, и размеры машины.

В шестеренных гидромоторах большие значения a вызывают неравномерность вращения и пульсации давления в гидропередаче, поэтому шестеренные гидромоторы применяют сравнительно мало.

Потери энергии на трение в шестеренных машинах велики. Они обусловлены трением торцов шестерен о боковые диски 2 и 14, торцов Π зубьев о корпус 15 и трением в подшипниках 8 и 13 и уплотнении 5 (см. рис. 6).

Утечки из области, находящейся под давлением p_2 , в область с давлением p_1 происходят через торцовые зазоры I , радиальные зазоры Π и неплотности зацепления в области b . В шестеренных гидромашинах, в отличие от пластинчатых, радиальные зазоры Π трудно сделать самоуплотняющимися. Их величина определяется только точностью изготовления корпуса, шестерен и подшипников. Износ подшипников нарушает герметичность машины. Для уменьшения утечек по торцовым зазорам часто применяют гидравлический под/жим боко-

вых дисков. Для этого в камеры 10 под диски 14 подводят жидкость под давлением p_2 . Начальный поджим производится дружинами 12. Для само ориентации шестерен 1 и 9 между боковыми дисками, а также для отвода утечек области 11 и 7 за торцами осей шестерен соединяют с областью, находящейся под давлением p_2 . Незначительная остаточная осевая сила, действующая на ведущий вал, воспринимается подшипником 4.

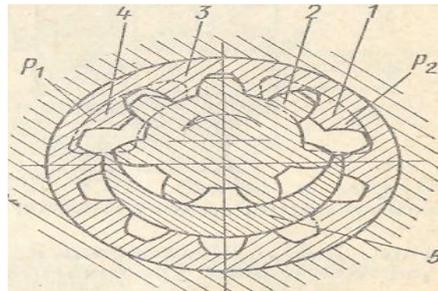
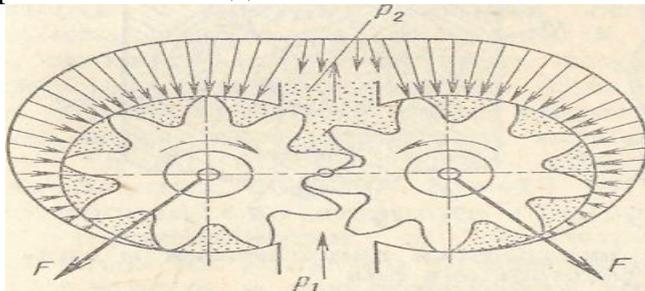


Рис. 3.5. Распределение давления жидкости по окружности шестерен
Рис. 3.6. Шестеренный насос с внутренним зацеплением

Из-за отсутствия самоуплотнения радиальных зазоров утечки в шестеренных машинах при прочих равных условиях больше, чем в пластинчатых. Развитые поверхности трения вызывают значительные механические потери, поэтому КПД гидромашин наружного зацепления невысок и не превышает 0,6—0,7. При использовании простейшего наружного зубчатого зацепления относительно большими являются габаритные размеры и масса шестеренных гидромашин. Шестеренный насос чрезвычайно трудно сделать с регулируемым объемом V_0 . Устранение приведенных недостатков связано с усложнением конструкции шестеренных машин.

Так, равномерность подачи можно увеличить путем применения косозубых и шевронных шестерен.

Более высокие энергетические и массовые показатели имеют шестеренные насосы с внутренним зацеплением (рис. 3.6). Ведущей большей частью является внутренняя шестерня 2 с наружными зубьями. Подводящее 4 и отводящее 1 окна и размещаются в боковых крышках корпуса. Охватывающая шестерня 3 с внутренними зубьями вращается в расточке корпуса, образуя с ним развитый подшипник скольжения, способный работать под большими нагрузками.

В настоящее время для перекачки высоковязких нефтепродуктов наряду с поршневыми применяют и **винтовые насосы**, которые могут соединяться с электродвигателями без промежуточных редукторов. Винтовые насосы выпускают подачей 2- 500м³/ч и давлением до 20 МПа при КПД до 60-80%.

3.5. Вспомогательное оборудование насосных станций

Система смазки узлов насосного агрегата насосных станций и их назначение

Система смазки насосно-силового агрегата предназначена для подачи масла в узлы трения (подшипники насоса и двигателя) с целью уменьшения трения и отвода выделяющегося при трении тепла.

Система смазки присуща только основным насосно-силовым агрегатам типа НМ – их спиральному варианту. Данная система является принудительной – масло в подшипники подается под давлением. Подача масла осуществляется шестеренными насосами из маслобаков. Перед поступлением в подшипники масло очищается в фильтрах и охлаждается в маслоохладителях до требуемой для оптимальной смазки температуры.

В системе смазки основных агрегатов кроме штатного режима работы предусматривается аварийный режим, при котором обеспечивается смазка подшипников при отказе одного из основных насосов системы.

Основу системы смазки осуществляют два маслобака Е-1 и Е-2 и два шестеренных насоса Н-1 и Н-2, установленных вблизи маслобаков по одному насосу на бак (рис).

В нормальном режиме работы системы смазки оба насоса находятся в действии и откачивают масло из баков через задвижки 1 и 2, далее подают его через обратные

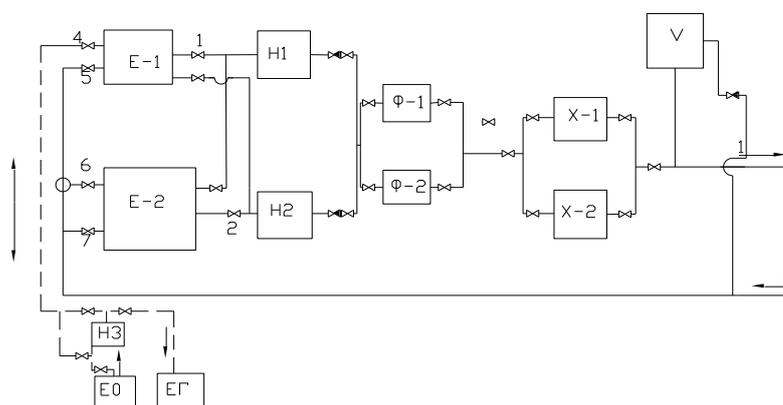


рис. Схема системы смазки узлов насосного агрегата
1-к подшипникам насосно-силовых агрегатов
2-от подшипников насосно-силовых агрегатов

клапаны на два соединенных параллельно маслофильтра Ф-1 и Ф-2. После очистки фильтра от механических примесей масло по общему трубопроводу поступает в два параллельно включенных маслоохладителя Х-1 и Х-2, затем по общему трубопроводу – на основные агрегаты, где распределяются по агрегатам.

Из подшипников агрегата масло самотеком стекает в маслобаки через задвижки 5 и 7.

Для смазки подшипников в момент «выбега» агрегата предусмотрен бак статического давления масла V, поднятый на высоту 4м над осью агрегата. Этот бак наполняется полностью при нормальной работе системы смазки и находится в заполненном состоянии.

При прекращении электропитания маслonaсосы Н-1 и Н-2 отключаются, и смазка подшипников идет за счет самотечного истечения масла из бака V в линию подачи смазки к подшипникам.

После многократного использования масло подвергается лабораторному анализу и, если не отвечает требованиям, его из основных маслобаков сливают в бак для отработанного масла ЕГ. При этом из маслобака Е-1 слив происходит через задвижку 4, а из бака Е-2 через задвижку 6.

Заполнение системы смазки чистым маслом производится с помощью шестеренного насоса Н-3, который подает масло в основные маслобаки Е-1 и Е-2 через задвижки 4 и 6 соответственно.

Система охлаждения предназначена для охлаждения уплотнений и подшипников основных насосов 1, подшипников промежуточного вала 2, маслоохладителя 6 и подшипников и воздухоохладителя электродвигателя 3. Холодная вода из стакана градирни 4 подается водяным насосом 5 в нагнетательную линию 7. Отработанная (нагревшаяся) вода по линии 8 поступает в градирню для охлаждения. Для системы охлаждения используют преимущественно консольные одноступенчатые насосы типов ЦВС, ВСМ.

К воде, поступающей для охлаждения насосных агрегатов, предъявляют следующие требования:

- содержание взвешенных механических примесей должно быть меньше 25 мг/л (25 г/м^3);
- временная (карбонатная) жесткость должна быть меньше 3 мг-экв/л;
- допустимое содержание масла – следы.

Свободные минеральные и органические кислоты должны отсутствовать.

Жесткость воды характеризуется наличием в ней накипеобразующих солей кальция и магния. Различают временную, постоянную и общую жесткость воды; последняя представляет сумму постоянной и временной жесткости. За единицу измерения жесткости (мг-экв/л) принято считать содержание кальция (Ca) или магния (Mg) в 1 л. воды.

В некоторых случаях в качестве охлаждающих жидкостей используют нефтепродукты. В таких теплообменных установках раз в смену проверяют воду или масло на наличие в них охлаждающих жидкостей. В случае обнаружения в масле или воде охлаждающей жидкости теплообменник отключают.

Полости охлаждения и теплообменные аппараты постепенно засоряются. Сроки и способы очистки зависят от степени загрязнения, жесткости и расхода охлаждающей жидкости, и их указывают в инструкции по эксплуатации, составленной заводом-изготовителем.

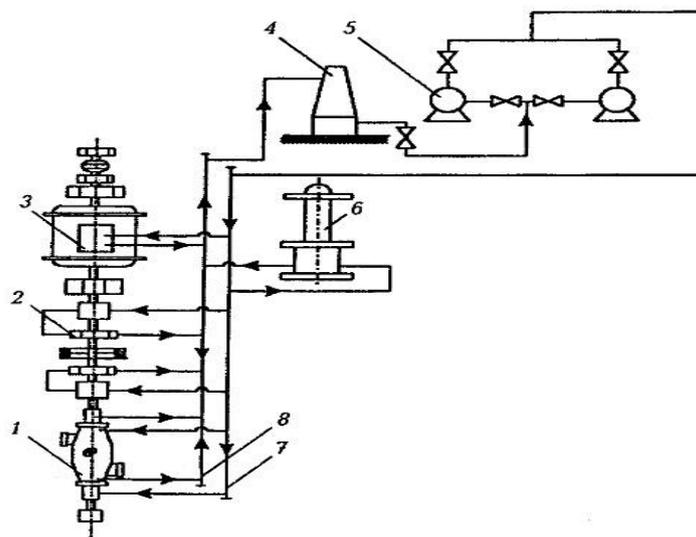


Рис. 2.28. Принципиальная схема системы охлаждения насосно-силовых агрегатов

Система разгрузки и охлаждения торцевых уплотнений

Устройства, уплотняющие выход вала насоса из корпуса КА в процессе работы, так и при остановках агрегатов, находящихся под воздействием динамического или статического напора. В основных насосах, перекачивающих нефть или нефтепродукты, величина напора в камерах уплотнений колеблется от 2-3 десятков до 700-800 м.

При последовательном соединении насосов в первом насосе напор в камере уплотнения минимален, а в третьем максимален. Работа уплотнения под большим напором снижает надежность узла уплотнения. Поэтому для снижения напора в камерах уплотнения до допустимых значений предусматривают систему гидравлической разгрузки с отводом части перекачиваемой жидкости по специальному трубопроводу в зону пониженного давления.

Обычно жидкость из линии разгрузки подают либо в резервуар сбора утечек, либо в коллектор насосной станции со стороны всасывания. наличие постоянной циркуляции жидкости из полости всасывания насоса через щелевые уплотнения и полость камеры торцевого уплотнения обеспечивают не только снижение напора в камерах уплотнений, но и охлаждение деталей торцевого уплотнения. Отсутствие такой циркуляции контактных колец торцевого уплотнения может привести к нарушению режима работы торцевого уплотнения и даже к аварии.

При последовательном соединении основных насосов обвязки насосных агрегатов промежуточных насосных станций и системы разгрузки вала применяют групповую систему охлаждения торцевых уплотнений. Основной недостаток - снижение к.п.д. установки из-за значительной величины перетека жидкости до линии разгрузки. Перетек жидкости, зависит от количества работающих насосов, развиваемых насосами напоров, состояния щелевых уплотнений и достигает нескольких десятков куб. метров в час.

С появлением торцевых уплотнений, обеспечивающих необходимую надежность работы насосного агрегата, при напорах в камере уплотнений до 500-

800 м, стало возможным от групповой системы разгрузки отказаться, а охлаждение торцевых уплотнений обеспечить путем создания циркуляции жидкости из полости нагнетаний насоса в полость всасывания насоса, получившая название индивидуальной системы охлаждения торцевых уплотнений.

В настоящее время в насосах, перекачивающих нефть, нашла применение импеллерная система охлаждения торцевых уплотнений. Вместо обычных щелевых уплотнений устанавливают втулку с винтовой нарезкой, которая при вращении вместе с валом насоса создает динамический напор, действующий в сторону, противоположную местоположению камеры уплотнения.

Система сбора и откачки утечек нефтепродуктов и их назначение

Система сбора и откачки утечек относится к вспомогательным системам основных и подпорных насосов НПС.

Данная система при наличии на НПС нескольких насосов выполняется общей для всех насосов. К этой системе присоединяется и общая система сбора утечек с остальных технологических объектов ГНПС.

Согласно названию системы она выполняет 2 функции:

- 1) централизованный сбор в емкость утечек нефти из концевых уплотнений насосов и других технологических объектов НПС;
- 2) откачку всех утечек станции из емкости в приемный нефтепровод станции.

Сбор утечек от концевых уплотнений осуществляется через специальные трубопроводы, присоединенные к узлам уплотнений и отводящий утечки в подземную емкость. Откачка собранных утечек из емкости производится насосами откачки утечек типа 12НА-9×4 или НОУ 50-350.

Оба насоса секционные, вертикальные. Насос 12НА-9×4 устанавливается внутри емкости, под уровнем жидкости, его двигатель – вне резервуара. Насос НОУ 50-350 располагается вблизи емкости в бетонированном приемнике, с резервуаром соединяется через водяной патрубок.

Маркировка насосов расшифровывается следующим образом:

- НОУ 50-350 – насос откачки утечек с подачей 50 м³/ч и напором 350 м;
- 12НА-9×4 – нефтяной артезианский с диаметром входного патрубка (12×25) мм, коэффициентом быстроходности (9×10) и числом ступеней 4.

Оба рассматриваемых насоса имеют конструктивную сходную схему, подобную схеме секционного варианта насоса типа НМ.

Контроль за работой системы сбора и откачки утечек осуществляется с помощью манометра, установленного на нагнетательной линии насосов откачки утечек и посредством сигнализатора утечек.

В качестве последнего на НПС могут применяться Сигнализаторы типа СУН-1 или ОМУВ. Принципиальные схемы данных приборов даны на рис.

Сборники нефти. Для приема нефти от системы сглаживания волн давления, утечек от торцевых уплотнений магистральных насосов, дренажа технологических трубопроводов, а также маслосодержащих стоков устанавливаются стальные горизонтальные резервуары – сборники нефти емкостью 100 куб. м.

Сборники нефти устанавливаются поземно и оснащаются запорной арматурой, огневыми предохранителями и сигнализаторами уровня.

Для сбора нефти при аварийном разливе в магистральной насосной устанавливается стальной горизонтальный резервуар емкостью 100 куб м. Резервуар размещается подземно и оснащается запорной арматурой, огневыми предохранителями и сигнализаторами уровня.

Насосы погружные. Насосы погружные вертикальные предназначены для откачки нефти из сборника нефти сброса ударной волны, утечек и дренажа технологических трубопроводов, а также из резервуара аварийного сбора нефти и закачки во всасывающий трубопровод магистральных насосов. Необходимая высота всасывания обеспечивается размещением их в подземных стаканах-приямках с запорной арматурой. Насосы должны работать в диапазоне 0-100 м³/ч, Н = 400-150 м без регулировки напора при исключении опасности перегрузки электродвигателя.

3.6. Автоматизация насосных станций

Автоматизация работы насосных станций на НБ имеет большое экономическое значение: сокращаются эксплуатационные расходы, число обслуживающего персонала, в большей степени гарантируется бесперебойность работы, создается безопасность ведения операций резко сокращаются потери нефтепродуктов от перелива и т. п.

Уровень автоматизации может быть различным: частичная автоматизация отдельных операций, полная (комплексная) автоматизация, при которой все операции управления выполняются автоматически, по заранее заданной программе без участия обслуживающего персонала (насосная работает на замке).

В системе автоматизации применяются различные системы:

Дистанционное управление (пневматическое, гидравлическое, электрическое) – управление различными механизмами, агрегатами, устройствами на расстоянии. Наиболее распространено электрическое управление.

Телеуправление при помощи специальных устройств обеспечивает передачу команд на расстоянии по минимальному числу каналов связи. При этом управлении достигается передача нескольких сигналов по одному каналу связи.

Автоматическое управление, при котором используются специальные программные устройства.

Автоматическое регулирование изменяет производственный процесс по заранее определенному графику или программе.

Автоматический контроль осуществляется без участия человека. Он позволяет наблюдать за ходом технологического процесса и получать показания :температуру жидкости, расход, напор и т. п.).

Технологическая сигнализация (командная, контрольная, предупредительная, аварийная) служит для передачи типовых командных сигналов с одного поста управления на другой и обратно. Контрольная сигнализация служит для автоматического извещения о положении запорных органов на трубопроводных коммуникациях, включении или остановке насосов и других машин и механизмов. Предупредительная сигнализация оповещает о предельном значении кон-

тролируемых параметров (например, давления), после которого может произойти авария. Аварийная сигнализация служит для автоматического извещения об аварийном отключении оборудования или аварийном состоянии на обслуживаемом объекте.

Автоматическая защита служит для автоматического отключения аварийных участков или установок и предупреждает дальнейшее развитие аварии.

Контрольные вопросы

1. Назначение насосных станций
2. Основное оборудование насосных станций
3. На какие виды подразделяются насосы?
4. Вспомогательное оборудование насосных станций
5. Назначение шестеренного насоса
6. Система разгрузки торцовых уплотнений
7. Система смазки и охлаждения подшипников
8. Система сбора утечек
9. Автоматизация насосных станций
10. Назначение поршневых насосов

ТЕМА 4. ОСНОВНОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Нагнетателями природного газа принято называть машины со степенью сжатия большей 1,1, не имеющие специальных устройств для охлаждения газа.

Наибольшее применение на компрессорных станциях с производительностью более 10 млн. м³/сут имеют центробежные нагнетатели с газотурбинным приводом и электроприводом. На головных компрессорных станциях, на компрессорных станциях подземного хранения газа, газобензиновых заводах и других объектах переработки газа при суточных производительностях от 0,5 до 8,0 млн. м³/сут применяются поршневые компрессоры с приводом от газового двигателя или от электродвигателя. Перспективны для использования в качестве компримирующих агрегатов винтовые компрессоры. Применение машин того или иного типа обуславливается производительностью, необходимой степенью повышения давления, видом энергии для привода и т. д.

Основные преимущества поршневых машин сводятся к возможности работы в широком диапазоне давлений, к регулированию производительности за счет изменения частоты вращения агрегата и объема «вредного» пространства в компрессорных цилиндрах и к длительному сроку службы. Существенные недостатки — относительно малая производительность, ограниченная мощность привода, очень большая масса установки на единицу производительности, большая динамическая неуравновешенность, неравномерная подача газа, сложная конструкция узлов привода и компрессора.

По сравнению с поршневыми компрессорами центробежные имеют некоторые преимущества. Это прежде всего компактность и высокая производительность, простота конструкции, малочисленность трущихся деталей, отсутствие возвратно-поступательных движений, равномерная подача газа и более благоприятные условия автоматизации. К недостаткам электропривода центробежных нагнетателей относится трудность регулирования частоты вращения и зависимость питания электроэнергией от мощности энергосистемы. К недостаткам газотурбинного привода можно отнести сравнительно небольшой к. п. д., высокие температуры в проточной части турбины, в связи с чем требуются специальные материалы для изготовления.

Для компрессорных станций магистральных газопроводов разработан нормальный ряд электроприводов компрессорных агрегатов: 2500, 4000, 6300, 10000, 16000, 25000кВт.

В настоящее время широко применяются в качестве привода авиационные газотурбинные установки, которые отличаются компактностью, мобильностью, Удобством управления и контроля и имеют значительные мощности.

Авиационные газоперекачивающие агрегаты можно использовать по двум возможным направлениям: создание типовых компрессорных станций; в качестве резервных мобильных агрегатов на газопроводе, агрегатов для опрессовки газопроводов и для снятия пиковых нагрузок.

Наблюдаются тенденции к усовершенствованию газотурбинного привода простейших схем. Установки выполняются блочными и с выносными камерами сгорания, с расположением на нулевой отметке.

4.1. Газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом

Выпускаются высокоэкономичные нагнетатели с осевым (тип 280) и тангенциальным (Н-300-1,23; 370-17-1; НГ-280-9; 520-12-1) подводом газа (табл. 4.1).

Нагнетатель 280-11-1 (2) представляет собой одноступенчатую центробежную машину с консольно расположенным рабочим колесом и осевым подводом газа (рис.11). Нагнетатель состоит из корпуса 4, корпуса подшипника, ротора 2, всасывающего 3 и нагнетательного 12 патрубков. Корпус нагнетателя выполнен из двух массивных стальных частей, сваренных в виде улитки по плоскости симметрии. На роторе нагнетателя насажено на шпонке путем горячей посадки рабочее колесо закрытого типа. Нагнетатель снабжен рабочими колесами нескольких модификаций основным диаметром 600 мм с числом лопаток, равным 14, и сменными колесами диаметрами 540 и 564 мм для работы в условиях пониженной мощности силового агрегата. Для электроприводных КС используется колесо диаметром 620 мм. Ротор нагнетателя соединен с ротором привода через редуктор. Масса нагнетателя с рамой без редуктора и вспомогательного оборудования 8340 кг, масса ротора нагнетателя — 120 кг. Нагнетатель 280-12-2 по конструкции аналогичен нагнетателю 280-11-1 (2). Отличается от него большим диаметром рабочего колеса и меньшим передаточным числом редуктора (1,45 вместо 2,56).

Основные узлы и детали нагнетателей 260-12-1, 370-14-1, 370-15-1 и 520-12-1 унифицированы (рис.4.1). Они одноступенчатые, с консольно расположенными рабочими колесами, имеют тангенциальный вход и выход газа. Ротор, подшипники, торцовое масляное уплотнение, лопаточный диффузор и другие элементы расположены в гильзе, установленной в расточке корпуса нагнетателя (рис. 3). Стальной сварной корпус нагнетателя закрывается торцовой крышкой, на которой смонтированы всасывающая и сборная кольцевая камеры.

Большинство компрессорных станций работает при рациональных степенях сжатия газа — около 1,4—1,5. Это достигается при двух последовательно включенных нагнетателях. В настоящее время разработаны двухступенчатые нагнетатели с полной степенью сжатия в одном агрегате. Выбор одно- или двухступенчатого варианта нагнетателя может быть обоснованно решен с учетом надежности работы компрессорной станции, эффективности ее работы при переменной производительности, упрощения схем технологических и обвязки агрегатов.

Краткая техническая характеристика нагнетателей и привода

Таблица 4.1

Показатели	Тип нагнетателя											
	280-11-1	280-11-2	280-12-2	280-12-4	260-12-1	370-13-1	370-14-1	370-12-1	370-17-1	НГ-280-9	Н-300-1,23	520-12-
Производительность нагнетателя, млн. м ³ /сут	13,0	13,0	13,0	13,0	16,0	14,0	19,5	17,0	19,5	25,0	19,0	29,0
Соотношение давлений сжатия (степень сжатия)	1,23	1,23	1,23	1,22	1,25	1,22	1,25	1,25	1,25	1,21	1,23	1,25
Начальное давление (в МПа) на входе в первый нагнетатель при работе: одной машины												
двух машин (последовательно)												
трех машин (последовательно)	4,50	4,50	4,50	4,60	4,50	-	4,50	4,40	4,50	4,63	4,45	4,40
Номинальная частота вращения ротора нагнетателя, об/мин	3,70	3,70	3,70	3,90	3,75	3,75	3,75	3,54	3,75	—	3,88	3,54
Потребляемая мощность, кВт	3,15	3,15	3,15	3,50	3,20	3,20	3,25	—	3,25	—	—	3,00
Температура продуктов сгорания перед газовой турбиной, °С	7920	7920	7920	7950	5400	5400	5400	5600	5300	5000 (4000)	6100	4800
Тип привода	4000	3750	4250	4250	4400	4400	6000	6000	6000	9000	6000	10000
К.п.д. привода, %	—	700	700	700	700	700	750	750	750	750	750	780
	АФ3-4500-1500 95,0	ГТ-700-4 17,0	ГТ-700-5 25,0	ГТ-700-5 25,0	ГТК-5 25,0	ГТК-5 25,0	ГТ-750-6 26,0	ГТ-750-6 26,0	ГТ-750-6 26,0	ГТН-9-750 20,0	ГТ-6-750 23,0	ГТК-10-2 28,0

Примечание. 1. Нагнетатели НГ-280-9 изготавливает ЛМЗ, нагнетатели Н-300-1,23 – СТМЗ, нагнетатели остальных типов – НЗЛ.2. Конечное давление нагнетания 5,6 МПа.

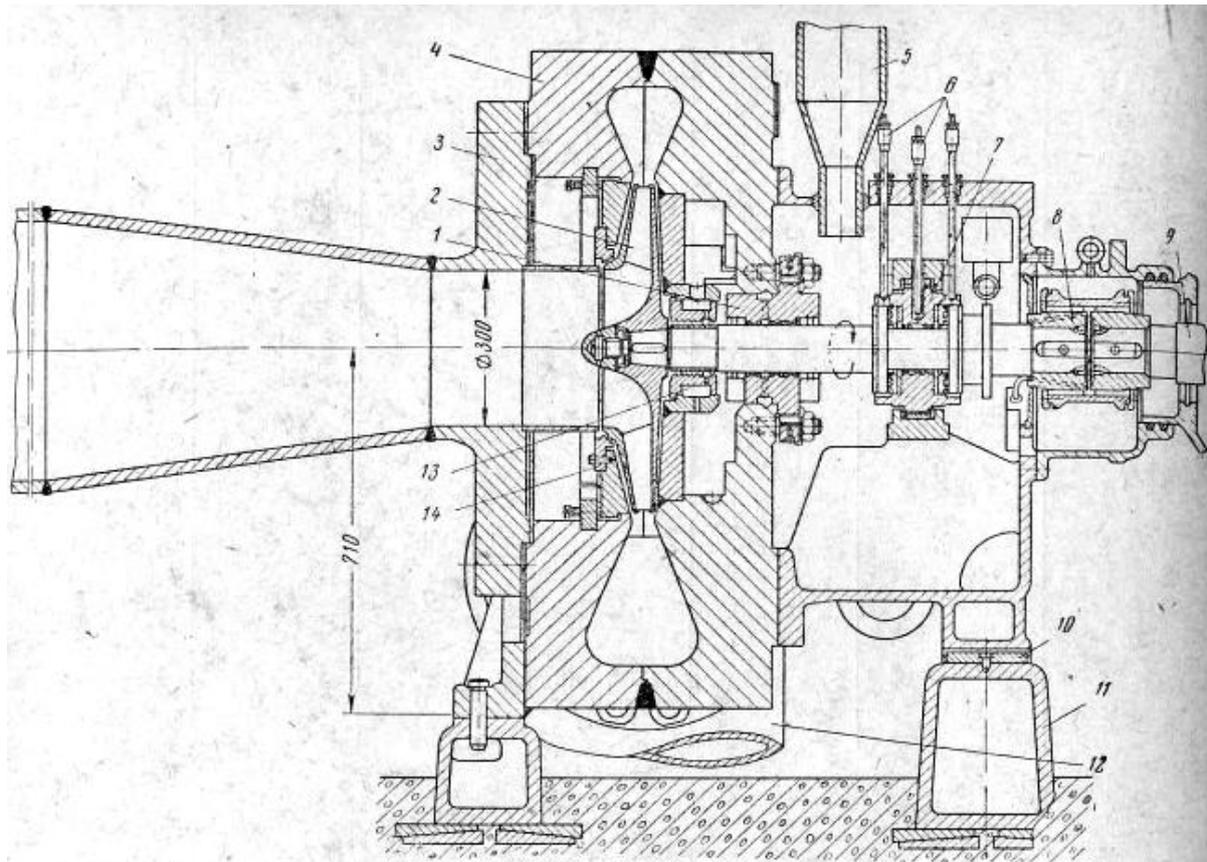


Рис. 4.1. Центробежный нагнетатель 280-11-1 (2):

1 — опорно-уплотнительный подшипник; 2 — ротор (рабочее колесо); 3 — всасывающий патрубок; 4 — корпус нагнетателя; 5 — трубка сброса газа в атмосферу; 6 — термопары; 7 — опорно-упорный подшипник; 8 — зубчатая муфта; 9 — вал редуктора; 10 — шпонка продольная; 11 — передняя рама; 12 — нагнетательный патрубок; 13 — обойма уплотнения 14 — обойма лабиринтного уплотнения

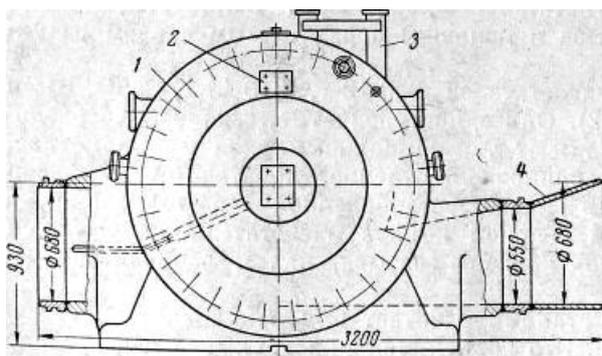


Рис. 4.2. Общий вид нагнетателей 260-12-1, 370-14-1, 370-15-1 и 520-12-1:

1 — крышка; 2 — фирменное клеймо; 3 — рама аккумулятора; 4 — переходник

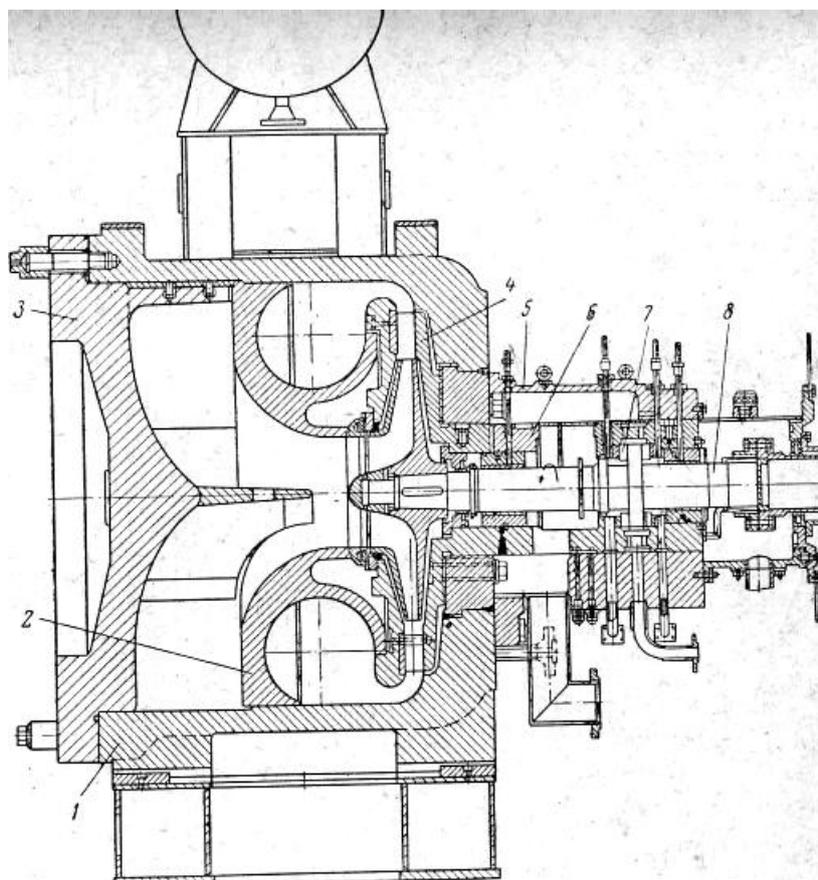


Рис. 4.3. Нагнетатель 260-12-1:

1 — сварнолитой корпус; 2 — улитка; 3 — крышка; 4 — гильза; 5 — картер подшипников; 6 — опорный подшипник; 7 — радиально-упорный подшипник; 8 — вал нагнетателя

При оснащении компрессорной станции минимальным числом машин большой единичной мощности достигается значительный экономический эффект за счет лучших эксплуатационных показателей.

Дальнейшее повышение надежности газоперекачивающих агрегатов, сокращение объемов ремонтных работ и обслуживания позволяют оснащать компрессорные станции двухступенчатыми нагнетателями. Суммарная мощность компрессорных станций снижается за счет повышения давления на выходе станции. За единицу суммарной мощности принята мощность компрессорной станции при $p_{\text{вых}} = 5,6$ МПа. За счет увеличения $p_{\text{вых}}$ до 7,5 МПа суммарная мощность может быть уменьшена более чем в 2 раза. Поэтому в настоящее время внедрены компрессорные агрегаты с давлением на выходе 7,5 МПа. В качестве привода центробежных нагнетателей широко используются газовые турбины. По сравнению с другими тепловыми двигателями они имеют меньшие размеры, меньшую массу на единицу мощности и большие мощности. Автоматическое и дистанционное управление работой газотурбинных устройств проще и надежнее, чем у поршневых двигателей. В период похолодания, когда требуется увеличить производительность компрессорных станций, допускается увеличение мощности газотурбинной установки на 10—20% от номинальной.

На компрессорных станциях магистральных газопроводов для привода центробежных нагнетателей используют газотурбинные установки открытого типа. Газотурбинные установки изготовляют по простейшим тепловым схемам без промежуточного охлаждения воздуха при сжатии, с однократным подводом тепла, с рекуперацией или без рекуперации тепла отходящих газов. Типы используемых газотурбинных установок для привода даны в табл. 4.1.

Газотурбинные установки, выполненные по простым схемам, более надежны и просты в эксплуатации и имеют низкую стоимость. Они могут быть выполнены с неразрезным валом, т. е. одновальными (ГТ-700-4), или с разрезным валом (ГТ-750-6, ГТК-10 и др.). В одновальной установке вал нагнетателя имеет механическую связь с валом воздушного компрессора турбины; таким образом, частота вращения последнего находится в прямой зависимости от частоты вращения нагнетателя. В установке с разрезным валом осевой компрессор и приводящая его в действие турбина независимы от нагнетателя и могут иметь любую частоту вращения, обеспечивая необходимую подачу воздуха в камеру сгорания.

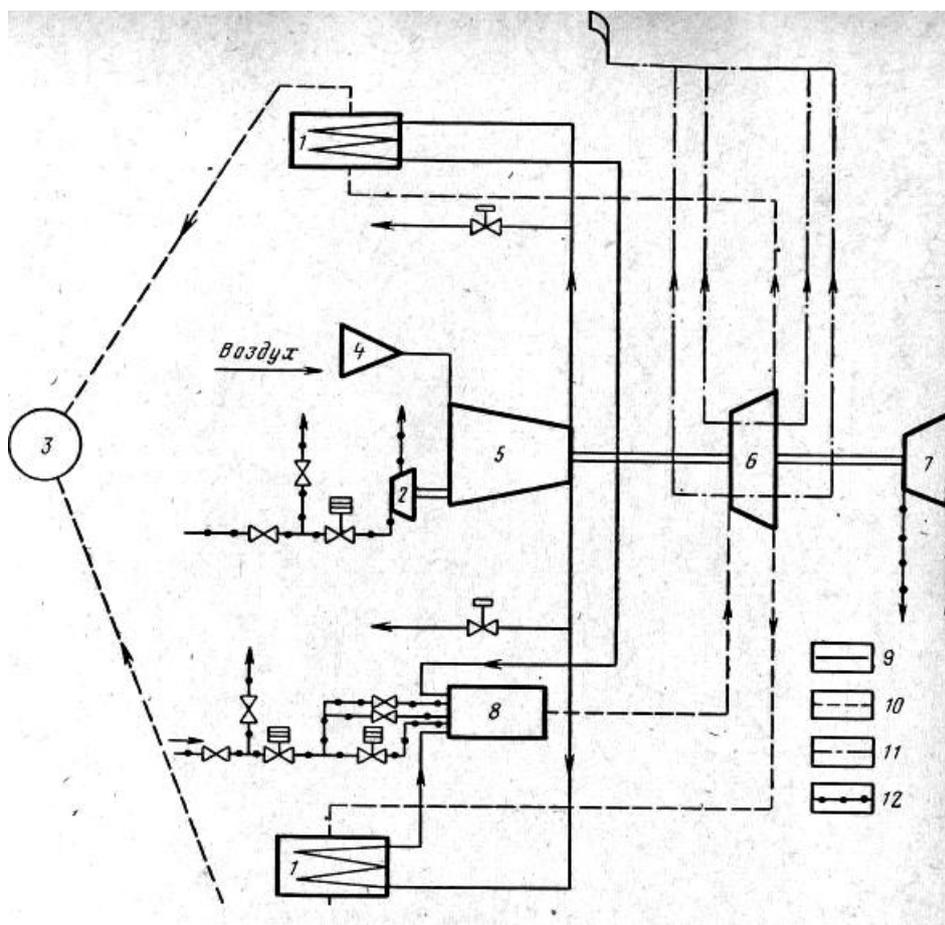


Рис. 4.4 Тепловая схема ГТУ:

1 — секция воздухоподогревателя; 2 — турбодетандер; 3 — дымовая труба; 4 — воздухозаборная камера; 5 — осевой компрессор, 6 — газовая турбина; 7 — нагнетатель; 8 — камера сгорания; 9 — циклонный воздух; 10 — продукты сгорания; 11 — отсос газа из уплотнений; 12 — природный газ

Экономичность газотурбинной установки в значительной степени зависит от использования тепла отходящих продуктов сгорания, поэтому на существующих газотурбинных установках установлены системы регенерации, в которых теплом отходящих газов подогревается воздух после компрессора перед поступлением в камеру сгорания, за счет чего сокращается расход топлива. Тепловая схема газотурбинной установки с рекуперацией тепла приведена на рис.4.4. Воздух через камеру с фильтром 4 всасывается осевым компрессором 5, в котором сжимается, и поступает в секцию воздухоподогревателя 1. Тепло уходящих газов из турбины низкого давления нагревает воздух перед подачей в камеру сгорания 8. Продукты сгорания из турбины высокого давления поступают в воздухоподогреватель 1 и далее через дымовую трубу выбрасываются в атмосферу. Турбодетандер 2 служит для «раскрутки» турбины перед пуском ее в работу.

4.2. Вспомогательное оборудование компрессорных станций

Система смазки газоперекачивающего агрегата

Масляное хозяйство компрессорной станции состоит из индивидуальных систем смазки отдельных агрегатов, общестанционной системы хранения чистого и отработанного масел и системы распределения. Централизованная система хранения и распределения масла включает в себя склад масел объемом 100—150 м³, систему маслопроводов чистого и грязного масел, цех регенерации, оборудованный установками для очистки от механических примесей и регенерации масел и насосами для подачи в компрессорный и другие цеха.

Для нормальной работы в зимнее время масляные емкости снабжают подогревателями масла, в которые подается горячая вода или водяной пар. Индивидуальная система маслоснабжения (рис.4.5) предназначена для смазки подшипников агрегата и создания герметических уплотнений нагнетателя, а также для смазки систем гидравлического управления и регулирования установки. Масляная система состоит из маслоблока, в который входят масляный бак, пусковой и резервный масляные насосы, инжектор главного масляного насоса, инжектор смазки. Подача масла к деталям обеспечивается главным масляным насосом 7, а во время пуска и остановки — пусковым масляным насосом 3. Через сдвоенный обратный клапан 2 часть масла поступает к инжектору 5 насоса для создания подпора во всасывающей патрубке главного масляного насоса и обеспечения его надежной работой, а часть масла поступает к инжектору смазки 6 для подачи масла под давлением 0,02—0,08 МПа на смазку подшипников агрегата и зацепления редуктора. Масло после насосов подается в гидродинамическую систему регулирования агрегата. Давление 0,5 МПа в системе регулирования поддерживается регулятором давления 9. Часть масла после регулятора, пройдя три маслоохладителя 10, подается на смазку радиально-упорного подшипника нагнетателя. На случай аварийного снижения давления в системе смазки установлены два резервных насоса 4 и 7 с электродвигателями постоянного тока. Причем насос 4 подачей 700 л/мин и давлением нагнетания 0,07 МПа подключен к маслопроводу смазки турбин, компрессора и редуктора, а насос 7 по-

дачей 75 л/мин и давлением нагнетания 0,5 МПа—к линии смазки радиально-упорного подшипника. В системе маслоснабжения имеется специальный центробежный насос — импеллер 12, служащий для выдачи импульсов гидродинамическому регулятору скорости при изменении частоты вращения вала турбины низкого давления. Частота вращения импеллера такая же, как и у вала турбины низкого давления. Импеллер забирает масло давлением 0,02— 0,08 МПа из маслоохладителя 10 и нагнетает его в маслопровод перед холодильником. Для уменьшения затрат мощности на импеллере установлена дроссельная шайба 11, ограничивающая расход масла. Для смазки радиально-упорного подшипника в случае выхода из строя холодильника 8 и насоса 7 обе системы смазки соединяют маслопроводом через обратный клапан 13.

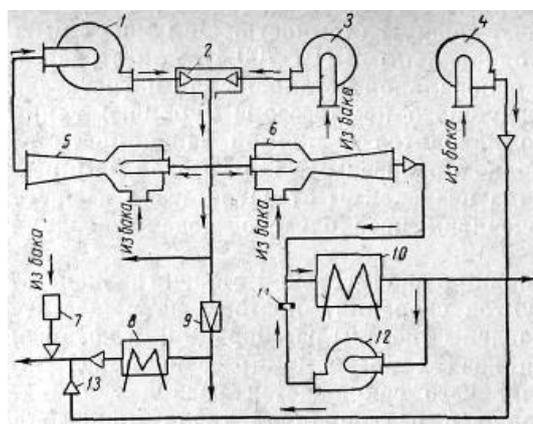


Рис 4.5. Схема маслоснабжения

Система уплотнения вала

Для предотвращения утечек газа из нагнетателя в помещение компрессорной станции через радиально-упорный подшипник, а также для смазки подшипников нагнетателя служит масляная система уплотнения (рис.4.6). Она состоит из винтовых насосов 4, регулятора перепада давления газ — масло 7, поплавковой камеры 9, аккумулятора масла 2, газоотделителя 6, одновременно служащего гидравлическим затвором, инжектора 8 с клапаном 10 и систем маслопроводов. Масло, забираемое из бака 5 винтовыми насосами 4, через фильтр 3 поступает в аккумулятор масла 2 и затем направляется в камеры уплотнений нагнетателя 7, откуда через регулятор перепада давления 7 сливается в бак-дегазатор. Давление в камере уплотнений должно превышать рабочее давление газа на 0,2 — 0,4 МПа. Для улавливания масла, протекающего через уплотнения, имеется камера, которая расположена между камерой всасывания нагнетателя и камерой уплотнения. Поплавковая камера Р, в которую сливается масло, снабжена регулятором уровня. При превышении уровня избыток масла сливается в бак-дегазатор с помощью инжектора 8, работающего под давлением напора масла винтовых насосов. После дегазации масло сливается в отсек главного масляного бака 5,

который снабжен эксгаустером для отсасывания выделившегося газа и пропуска его в атмосферу через свечу. В случае выхода из строя насосов или трубопровода высокого давления предусмотрена установка аккумулятора масла 2 на высоте 2,5 м от оси нагнетателя. При нормальной работе, но при неполном заполнении бака, а также в случае аварии при падении давления обратные клапаны отсекут бак от системы и масло будет поступать на уплотнение с избытком давления, пропорциональным высоте масляного столба над осью нагнетателя ($\approx 0,02$ МПа).

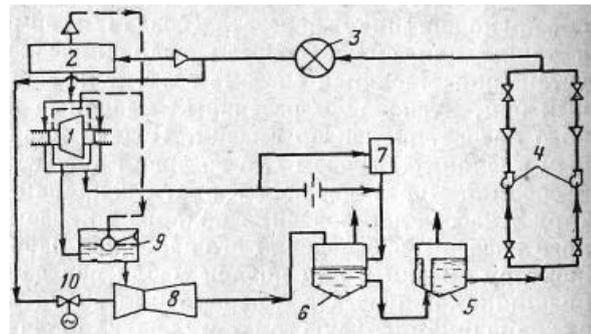


Рис. 4.6. Схема системы уплотнения центробежного нагнетателя

Система охлаждения газоперекачивающего агрегата

В газотурбинных газоперекачивающих агрегатах системы охлаждения предназначены главным образом для охлаждения масла и смазки подшипников, предельная температура которых обычно не превышает 75°C . Основные параметры системы охлаждения зависят от количества тепла, отбираемого в охлаждающей среде, что определяет производительность циркулирующих насосов, выбор диаметра трубопроводов и размеры теплообменников. На компрессорных станциях эксплуатируется значительное число систем водяного охлаждения с градирнями или брызгальными бассейнами. Схема системы охлаждения газоперекачивающих агрегатов с градирнями показана на рис. 4.7. Масло охлаждается в масляных холодильниках циркуляционной водой, подаваемой из градирни. Насосами 5 забирается вода из поддона 6 градирни и направляется через фильтры 3 и 4 к холодильникам 2, откуда нагретая вода подается на верх градирни для охлаждения. В данной схеме предусмотрено охлаждение газа после нагнетателя 1 в холодильниках 7.

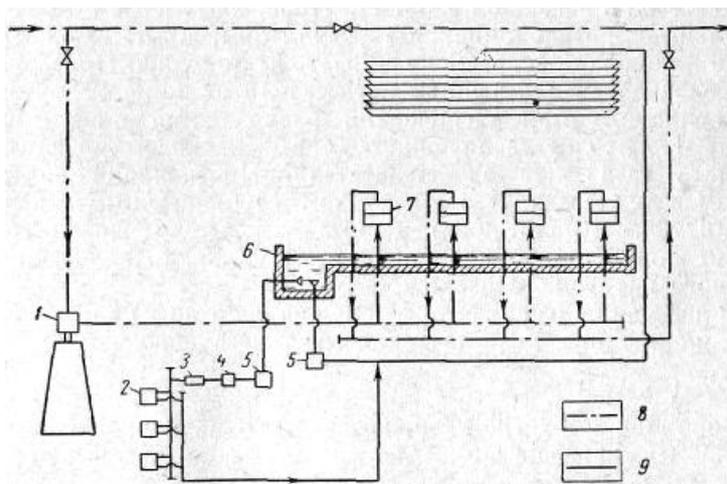


Рис. 4.7. Схема системы охлаждения компрессорной станции магистрального газопровода с центробежными нагнетателями:

1 — парогенератор; *2* — холодильник масла; *3* — фильтр; *4* — винтовой насос; *5* — бак; *6* — поддон градирни; *7* — холодильник газа; *8* — газовые линии; *9* — водяные линии

Вследствие того, что на восполнение потерь воды от испарения, уноса и продувки расходуется большое количество воды, в оборотную воду могут попадать различные механические и биологические примеси, приводящие к загрязнению теплообменников, в результате чего при эксплуатации в северных районах пользоваться градирнями трудно из-за их быстрого обледенения. В настоящее время широко применяют системы воздушного охлаждения масла. При их использовании резко снижаются расходы воды компрессорной станцией, устраняется возможность образования коррозии, механических, химических и биологических отложений в трубопроводах и значительно сокращаются водные коммуникационные линии. Целесообразная скорость воздуха в узком сечении межтрубного пространства составляет 10—12 м/с. Вид оребрения и его геометрические размеры определяются технико-экономическим анализом (можно использовать аппараты воздушного охлаждения горизонтального, зигзагообразного и малопоточного типов). Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты обвязывают по двум схемам: двухконтурной, когда масло для смазки подшипников охлаждается промежуточным теплоносителем, который охлаждается в аппаратах воздушного охлаждения, или по схеме непосредственного охлаждения масла в аппаратах воздушного охлаждения.

Противопомпажная защита центробежных нагнетателей

При работе центробежных нагнетателей на левой ветви характеристики Q — ε вследствие уменьшения объемного расхода ниже определенного минимального уровня возникает явление помпажа. Оно характеризуется периодической пульсацией давления газа на входе и выходе, колебаниями потребляемой мощности от нуля до номинального значения и колебаниями расхода. Частота помпажных колебаний при работе на сеть около 0,5 Гц. На ротор действуют большие пульсирующие усилия, и при помпаже выходят из строя упорные подшипники. Причинами помпажа могут быть ошибочное закрытие кранов об-

вязки нагнетателей, задержка в их срабатывании, уменьшение производительности нагнетателя из-за сокращения газопотребления, остановка машин на последующей станции при работе на магистрали.

Для устойчивой и надежной работы центробежных нагнетателей устанавливают специальные противопомпажные регуляторы, предотвращающие работу нагнетателя в помпажной зоне, и сигнализаторы помпажа. Противопомпажный регулятор предназначен для защиты нагнетателя от помпажа путем открытия перепускного клапана при уменьшении расхода или повышении сжатия. В этом случае происходит увеличение объемных расходов нагнетателя за счет перепуска части газа на вход нагнетателя. Противопомпажный регулятор состоит из измерителя расхода с золотником и измерителя перепада давления на нагнетании тоже с золотником. Работа измерителя расхода основана на использовании закона пропорциональности между гидравлическим сопротивлением входного патрубка и расходом.

Принцип действия сигнализатора помпажа основан на следующем: уравнение границы помпажных режимов записывается в виде

$$p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}} = k \Delta p_{\text{вх}}$$

тогда противопомпажное устройство, воздействуя на клапан обводной линии, должно сохранять неравенство

$$\frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\Delta p_{\text{вх}}} < k$$

где $p_{\text{вых}}$ и $p_{\text{вх}}$ — выходное и входное давления нагнетателя; $\Delta p_{\text{вх}}$ — перепад давления в мерном устройстве; k — коэффициент пропорциональности.

Схема сигнализатора помпажа НЗЛ, реализующая данный принцип показана на рис. 4.8.

При нарушении равновесия сил, действующих со стороны большого сильфона 4, соединенного с верхним рычагом 3, и малого сильфона 7, соединенного с нижним рычагом 2, поворачивается ось верхнего рычага 3. Укрепленные на этом рычаге в масляной камере заслонка 9 и сопло 7 могут изменить давление в трубопроводе от 0,5 до 0,15 МПа, измеряемое электроконтактным манометром. В предпомпажной зоне заслонка 9 полностью открывает сопло 7. Это достигается путем настройки корректора 5. При открытом сопле 7 происходит замыкание контакта электроконтактного манометра и выдается импульс в систему сигнализации или в цепь управления клапаном обводной линии. Недостатком сигнализаторов данного типа является прекращение их работы при наступлении помпажа.

4.3. Электроприводные компрессорные агрегаты

При наличии мощных энергетических систем целесообразно использовать электродвигатели для привода центробежных нагнетателей. В этом случае улучшаются их эксплуатационные показатели и упрощается технологическая схема станции.

В настоящее время в нагнетателях типа 280-11 в качестве электропривода используются асинхронные с короткозамкнутым ротором АЗ-4500-1500, а также

синхронные двигатели СДСЗ-4500-1500 и СТМ-4000-2. Основным недостатком существующего электропривода — невозможность регулировать частоту вращения нагнетателя.

Синхронные двигатели компрессорных станций используются для улучшения характеристики $\cos \varphi$ энергетической системы

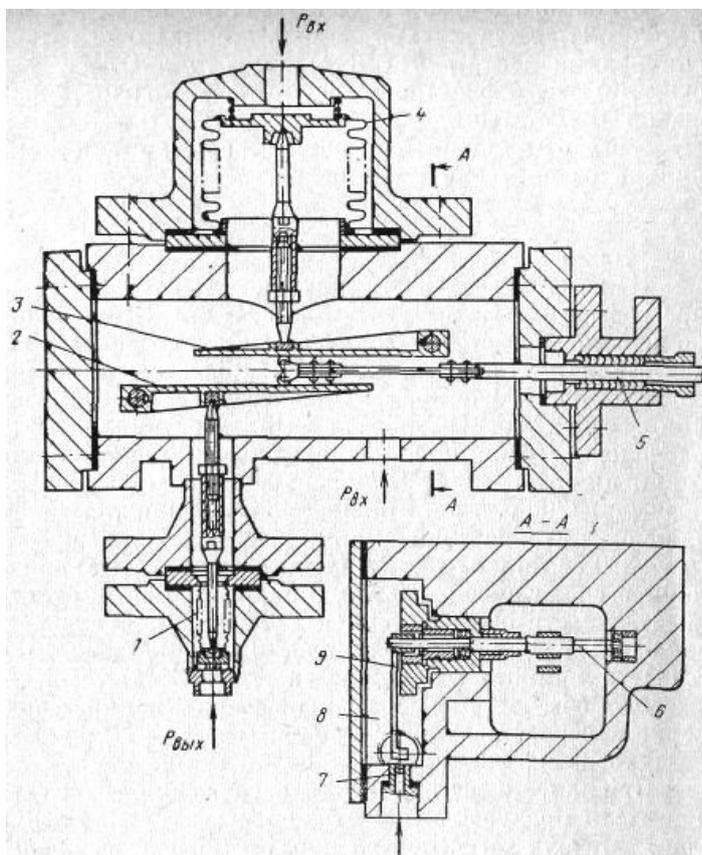


Рис. 4.8. Сигнализатор помпажа НЗЛ: 1 — малый сиффон; 2 — нижний рычаг; 3 — верхний рычаг; 4 — большой сиффон; 5 — корректор; 6 — ось заслонки; 7 — сопло; 8 — масляная камера; 9 — заслонка

4.4. Поршневые газоперекачивающие агрегаты

На газопроводах наиболее распространены газомотокомпрессоры 10ГК1.

Газомотокомпрессор представляет собой агрегат, состоящий из компрессора и газового двигателя внутреннего сгорания. Двигатель и компрессор смонтированы на общей фундаментной раме. Коленчатый вал у них общий. Двигатель газомотокомпрессора 10ГК1 двухтактный, десятицилиндровый. Силовые цилиндры расположены в вертикальной плоскости У-образно в два ряда под углом между осями цилиндров 60° . Номинальная мощность 1000 л. с. Номинальная частота вращения 300 об/мин. Компрессорные цилиндры (три) расположены горизонтально. Механический к. п. д. равен 0,95. При расчетном режиме работы ($n = 300$ об/мин, $p_{вс} = 2,5$ МПа, $p_n = 5,5$ МПа) производительность газомотокомпрессора равна $22000 \text{ м}^3/\text{ч}$ (при 0° С и 760 мм рт. ст.). Регулирование производительности осуществляется изменением объема вредного пространства (при

закрытой регулировочной полости объем вредного пространства составляет 8,7%, а при открытой полости — 30—35%).

Для обеспечения нормальной работы компрессорных агрегатов в компрессорном цехе предусматриваются системы вспомогательного оборудования: воздухообеспечения, смазки и охлаждения.

При помощи системы воздухообеспечения осуществляется питание газового двигателя продувочным и пусковым воздухом. Воздух для продувки цилиндров двигателя засасывается продувочным насосом по воздухопроводу, проложенному в фундаменте агрегата. В начале воздухопровода (за фронтальной стеной компрессорного цеха) установлен фильтр. Воздух, необходимый для пуска газомотокомпрессоров, нагнетается специальными компрессорами в баллоны. Из баллонов он под давлением 1,8 МПа через распределительный коллектор поступает к газомотокомпрессорам.

Смазка основных трущихся деталей ведется под давлением при помощи шестеренчатого масляного насоса, приводимого в действие от коленчатого вала, и лубрикаторов. Шестеренчатый насос забирает масло из картера и подает его через фильтр в масляный холодильник и далее на смазку агрегата: к подшипникам коленчатого вала, мотылевым подшипникам, далее к пальцам шатунов и на охлаждение головок поршней, а также к пальцам крейцкопфов и другим деталям. Лубрикаторы подают масло для смазки цилиндров, сальников штоков компрессорных цилиндров и др. Отработанное масло специальным насосом периодически подается на регенерационную установку. Свежее масло из расходного бака подводится к компрессорам по распределительному коллектору.

Охлаждающая система на компрессорных станциях магистральных газопроводов состоит из закрытого («горячего») и открытого («холодного») циклов. В закрытом цикле используется умягченная вода или паровой конденсат. Назначение открытого цикла — охлаждать воду закрытого цикла и масла в холодильниках системы смазки. Вода открытого цикла забирается из резервуара под градирней насосом и подается на верх градирни. Охлажденная вода струями падает в резервуар и, проходя через холодильники, охлаждает воду закрытого цикла. Часть охлажденной воды открытого цикла, скопившейся в поддоне градирни, другим насосом прокачивается через холодильники масла, установленные рядом с газомотокомпрессорами, и поступает в линию, которая идет на верх градирни.

Технологическая схема воздухообеспечения, смазки и охлаждения приведена на рис. 4.9.

Неоднократно делались попытки применить для двигателей паровую систему охлаждения, при которой цилиндры двигателей охлаждаются за счет закипания воды в зарубашечном пространстве и переходе ее в парообразное состояние. Эта система не нашла широкого применения из-за сложностей в эксплуатации оборудования газомотокомпрессоров и резкого ухудшения условий работы, связанного с нагреванием машин и окружающего воздуха. Эту систему можно будет использовать для охлаждения агрегатов с воздушным охлаждением. При этом следует применять как одноконтурные системы с не-

посредственным охлаждением циркулирующей среды в аппарате воздушного охлаждения, так и двухконтурные с промежуточным теплоносителем. В некоторых случаях при наличии градирен на КС во избежание засорения рубашек силовых цилиндров предлагаются комбинированные системы охлаждения, когда вода, циркулирующая через рубашки силовых цилиндров, охлаждается в воздушном холодильнике, а вода для охладителей масла и наддувочного воздуха — в градирне.

На базе газомотокомпрессора 10ГК-1 разработан компрессор 10ГКН номинальной мощностью 1500 л. с. Повышение мощности достигнуто за счет применения наддува, т. е. заполнения рабочих цилиндров двигателя воздухом под более высоким избыточным давлением. В настоящее время используются 1 газомотокомпрессоры повышенных мощностей, например, компрессоры МК-8 (мощность 2000 кВт и производительность 45 000—59 000 м³/ч) и МК-10 (мощность 2500 кВт и производительность 78 000 м³/ч). Некоторые компрессоры станции оснащены газоперекачивающими агрегатами ГПА-5000, созданными на базе быстроходного судового двигателя 61ГА и оппозитного поршневого компрессора 6М25.

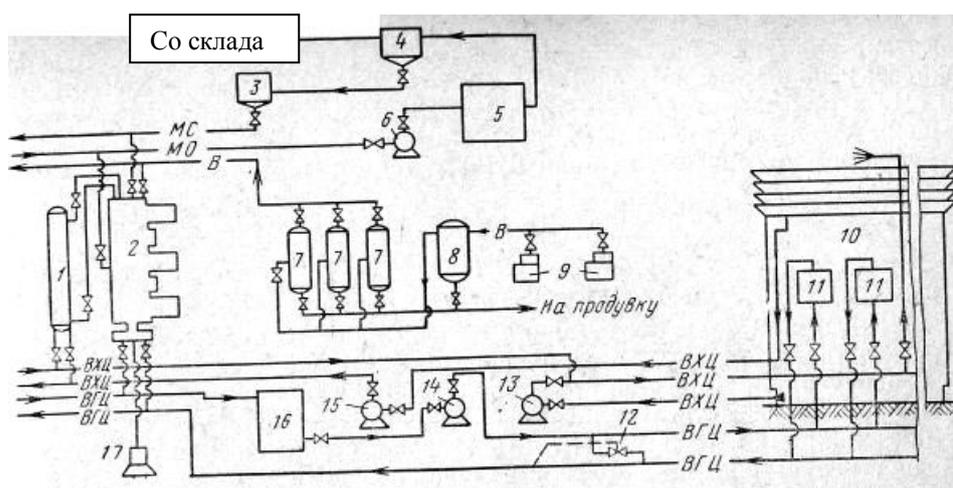


Рис. 4.9. Технологическая схема воздушоснабжения, смазки и охлаждения компрессорного цеха с газомотокомпрессорами 10ГК:

1 — масляный холодильник; 2 — газомотокомпрессор; 3 — расходный масляный бак; 4 — бак чистого масла; 5 — установка регенерации отработанного масла; 6 — масляный насос; 7 — пусковые баллоны; 8 — влагоотделитель; 9 — воздушный компрессор; 10 — градирня; 11 — водяной холодильник; 12 — терморегулятор; 13 — водяной насос открытого цикла; 14 — водяной насос закрытого цикла; 15 — водяной насос открытого цикла (для нагретой воды); 16 — расширительный бак; 17 — воздушный фильтр; ВГЦ — вода закрытого («горячего») цикла; ВХЦ — вода открытого («холодного») цикла; МС — масло свежее; МО — масло отработанное; В — воздух

4.5. Система воздушного охлаждения газа

До настоящего времени существовала точка зрения о необходимости охлаждать газа при больших степенях сжатия для сохранения антикоррозионной изоляции трубы. Вопрос об охлаждении газа решался для каждого конкретного случая на основании технико-экономических расчетов, причем

предельные температуры устанавливались, исходя из условий термоустойчивости битумных покрытий, равными $+70^{\circ}\text{C}$. В связи с увеличением диаметра газопроводов, непрерывным повышением степени сжатия и строительством газопроводов в слабозащемляющих грунтах (например, в песках Средней Азии и в северных районах) необходимо поддерживать температуру газопровода на постоянном уровне как по его длине, так и по времени (изотермический режим работы газопровода). Такой режим повышает несущую способность грунта, в результате чего увеличивается надежность линейной части. Температура газа в северных условиях должна находиться на уровне температуры вечномерзлого грунта.

Кроме того, в дальнейшем ставятся задачи большего охлаждения газа с целью повышения производительности газопроводов за счет увеличения плотности перекачиваемого газа.

Охлаждение газа все время проводили в оросительных холодильниках под градирней, что приводило к большим потерям напора и значительным капитальным и эксплуатационным затратам. Исследования показали, что для охлаждения газа можно применять как одноконтурные, так и двухконтурные (с промежуточным теплоносителем) системы охлаждения с использованием аппаратов воздушного охлаждения. При более глубоком охлаждении необходимо применять холодильные агрегаты для полного охлаждения или для добавочного охлаждения газа после аппаратов воздушного охлаждения. К теплообменным аппаратам, предназначенным для охлаждения газа, предъявляются требования эксплуатационного характера: отсутствие смещения газа и охлаждающей среды, малая засоряемость поверхностей теплообмена и всего аппарата, удобство ревизий и ремонта, надежность работы аппарата и отдельных его узлов. Существенное значение имеет небольшая стоимость и простота изготовления.

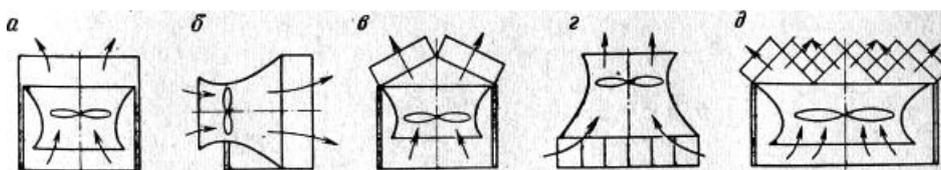


Рис4 .10 Схема аппаратов воздушного охлаждения

а – вертикальных, б- горизонтальных, в- шаровых, г- кольцевых, д- зигзагообразных

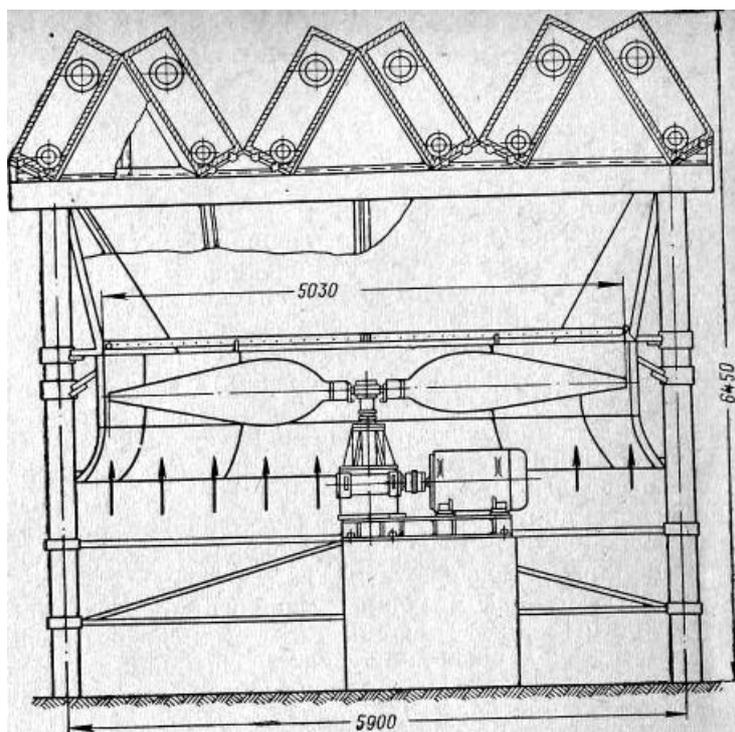


Рис. 4.11. Аппарат воздушного охлаждения зигзагообразного типа

На компрессорных станциях применяют аппараты воздушного охлаждения различных конструкции: горизонтальные (АВГ), вертикальные (АВВ), зигзагообразные (АВЗ) и шатровые (АВШ). Малопоточные аппараты обозначаются АВМ.

В обозначения моделей аппаратов воздушного охлаждения входят следующие буквы и цифры: в числителе – шифр аппарата (АВГ, АВВ и т. д.), тип продукта (В - вязкие, ВВ - высоковязкие и другие), число вентиляторов, давление (0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 6,4 МПа) и группа материального оформления (Б - биметаллические трубы, М - монометаллические в знаменателе - число рядов труб, число ходов и длина труб. Например, АВГ-В1-64-Б1/6-2-4 означает: аппарат воздушного охлаждения горизонтальной, для вязких продуктов, одновентиляторный, давлением 6,4 МПа, с группой материального оформления Б1, шестирядный, двухходовой с длиной труб 4 м.

На рис. 4.11 показана схема аппарата воздушного охлаждения зигзагообразного типа. Аппараты воздушного охлаждения следует выбирать применительно к конкретным условиям с учетом необходимой поверхности теплообмена, рабочего давления, температуры охлаждающего воздуха, требуемой степени охлаждения и параметров охлаждаемого газа. Теплопередающая поверхность выполняется из монометаллических труб с оребрением (алюминий, латунь и другие) и биметаллических труб, у которых внутренние трубы выполнены из углеродистой, хромистой или нержавеющей сталей, а оребрение – из латуни, алюминия или легкой стали. Материал труб должен иметь коррозионную устойчивость в условиях рабочей среды, а материал ребер - коррозионную устойчивость в атмосферных условиях.

Контрольные вопросы

1. Назначение компрессорных станций
2. Основное оборудование КС
3. Вспомогательное оборудование КС
4. Газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом
5. Назначение центробежного нагнетателя
6. Назначение поршневого компрессора
7. Система смазки газоперекачивающего агрегата
8. Система уплотнения вала
9. Система охлаждения газоперекачивающего агрегата
10. Противопомпажная защита центробежных нагнетателей
11. Электроприводные компрессорные агрегаты
12. Поршневые газоперекачивающие агрегаты
13. Система воздушного охлаждения газа

ТЕМА 5. ЗДАНИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ И КОМПРЕССОРНЫХ ЦЕХОВ

Компоновка зданий насосных станций и компрессорных цехов должна быть такой, чтобы при наименьших объемах обеспечивалась нормальная эксплуатация оборудования и возможность его ремонта без остановки работы всей станции.

Здания насосных станций и компрессорных цехов сооружаются из огнестойких материалов. Габариты здания зависят от габаритных размеров и конструктивных особенностей устанавливаемого основного и вспомогательного оборудования, удобства его монтажа и эксплуатации, а также от противопожарных норм. Широко применяют здания каркасного типа. В зависимости от типа электродвигателей на насосных станциях применяют раздельную (электродвигатели нормального исполнения) и совместную (электродвигатели взрывозащищенные) установки электропривода и насоса. В первом случае здание насосной станции разделено брандмауэрной стеной на зал машинный и зал привода. При строительстве зданий насосных станций и компрессорных цехов обычно используют железобетонные фундаменты, располагаемые на естественном основании и выполняемые в виде одиночных ленточных (сплошных) и свайных фундаментов. Последние устраивают под зданиями, сооружаемыми на слабых или просадочных грунтах. Глубина заложения подошвы фундамента должна быть ниже глубины сезонного промерзания грунтов во избежание возможного их выпучивания. Размеры подошвы фундамента зависят от физико-химических свойств грунтов и воспринимаемых фундаментом нагрузок. По конструкции фундаменты под основные агрегаты подразделяют на массивные, туннельные, рамные, туннельно-массивные и столбчатые. Фундамент под привод и насос или компрессор должен быть общим и не соединяться с фундаментами под стены и со стенами. Фундамент рассчитывают на статические и динамические нагрузки. Статические нагрузки равны весу оборудования. Динамические нагрузки возни-

кают при пуске, работе и остановке оборудования и являются следствием влияния сил инерции вращающихся или перемещающихся масс.

Наземная часть насосных станций и компрессорных цехов выполняется из сборных элементов и узлов. К ним относятся колонны (основная несущая инструкция каркаса), стены, выполняемые чаще всего из стеновых панелей, подкрановые балки (основная часть каркаса здания), покрытия, выполненные в виде плит. Ограждающие конструкции покрытий зданий делают из плит ли панелей, укладываемых непосредственно на несущие элементы. Типовые проекты насосных станций и компрессорных цехов выполняют так, чтобы при соблюдении норм, обеспечивающих удобство и безопасность работ при монтаже, обслуживании и ремонте насосного и компрессорного оборудования, свести минимуму стоимость станций и цехов. С этой целью часть оборудования выносят за пределы помещения (например, пылеуловители, нагнетательные и всасывающие коллекторы и др.). Основные помещения компрессорных цехов и насосных станций оборудуются грузоподъемными механизмами — мостовыми ранами. Конструкцию здания выбирают в зависимости от климатических условий наличия местных строительных материалов.

На рис. 5.1. приведена схема компоновки насосного цеха. В машинном зале на общем фундаменте смонтированы насосы с электродвигателями. Насосный зал отделен от смежных помещений огнестойкой стенкой. Система вентиляции размещена вдоль машинного зала. Электродвигатели имеют воздушное охлаждение. Пролет цеха насосного зала составляет 11 м. Каркас здания выполнен из колонн, подкрановых балок и двух балок покрытия, стены — из панелей, а огнестойкие перегородки — из кирпича. При проектировании каналов для обвязочных трубопроводов применяют канальную и бесканальную системы укладки трубопроводов. Канальную систему применяют в основном. Для трубопроводов диаметром до 500 мм, бесканальную — для трубопроводов больших диаметров. Вспомогательное оборудование насосных станций иногда располагают в полуподвальной части зданий

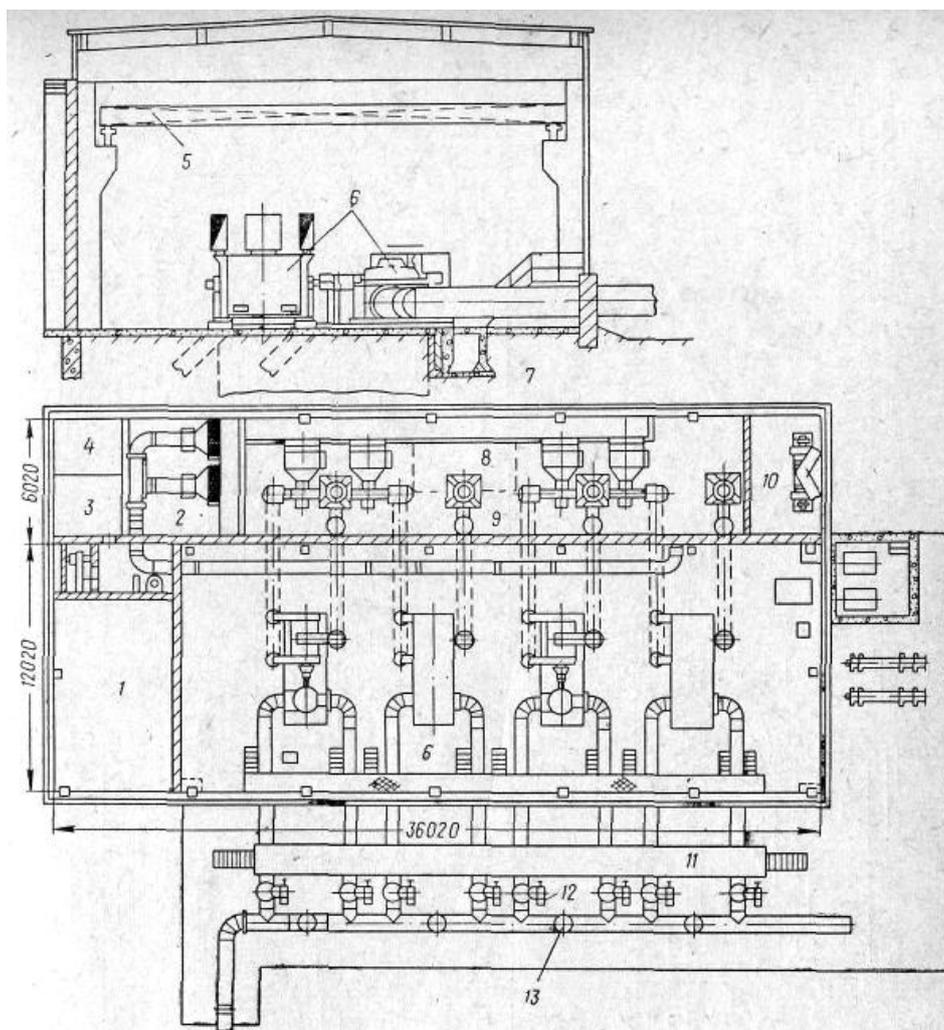
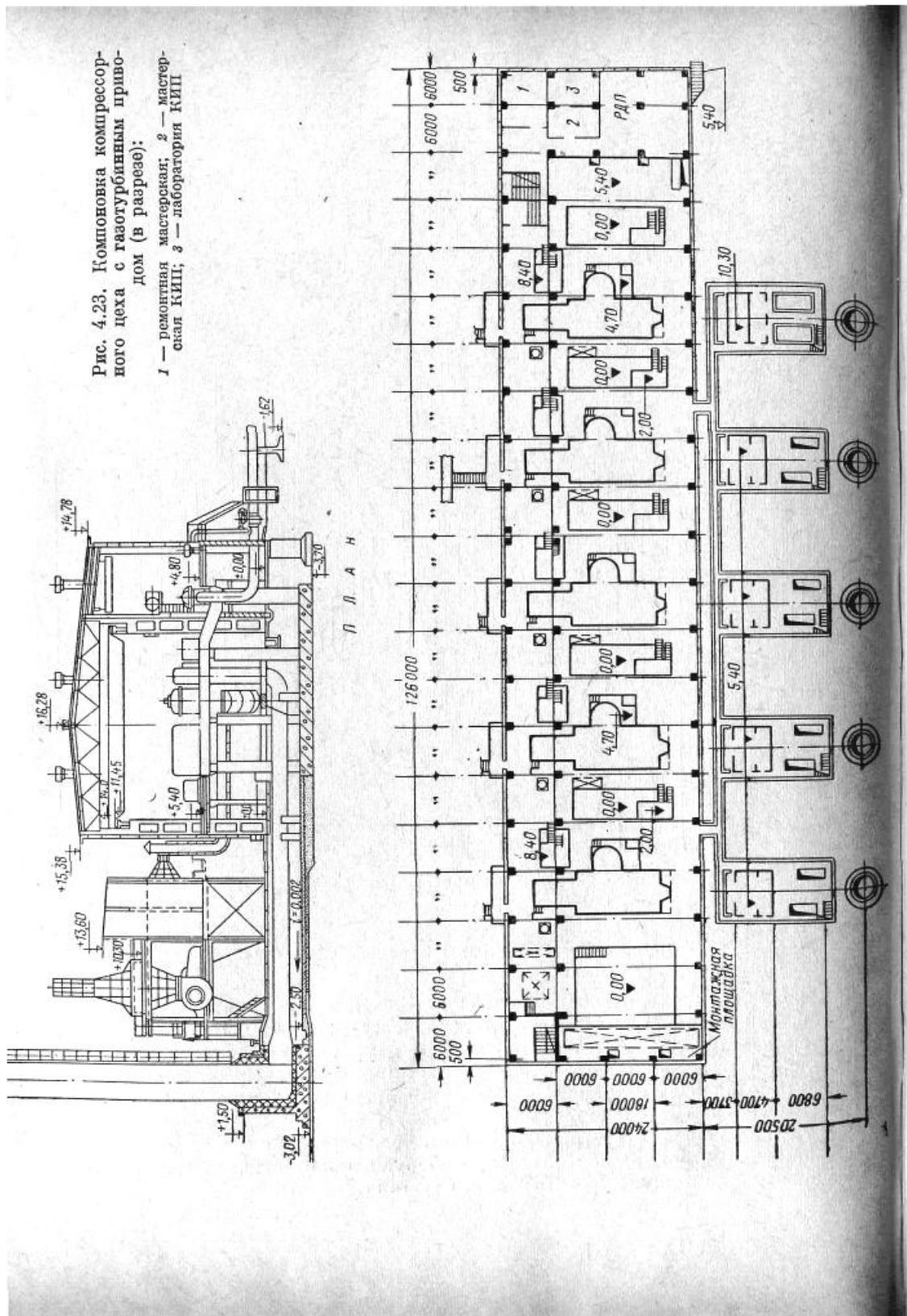


Рис. 5.1. Схема компоновки насосного цеха:

1 — операторная; 2 — камера приточной вентиляции; 3 — щитовая; 4 — трансформаторная; 5 — кран-балка; 6 — насосный агрегат; 7 — трубопровод от маслоохладителей; 8 — место для компрессорной установки; 9 — вентиляторная для подачи воздуха в корпус электродвигателей; 10 — вытяжная камера; 11 — площадка обслуживания; 12 — задвижка с электроприводом; 13 — обратный клапан



На рис. 5.2. дана схема компоновки компрессорного цеха для нагнетателей с газотурбинным приводом на пять ГТУ (т. е. на ГТН-9-750). Здание цеха выполнено двухпролетным, одноэтажным, каркасного типа; наружные стены изготовлены из асбоцементных панелей. Газонепроницаемая стенка, отделяющая

цех нагнетателей от привода, выполнена из кирпича или из огнестойких панелей.

В глухой стене монтируют разделяющую диафрагму, выполненную из листов металла и резины, через которую проходит кожух вала агрегата.

В Цехе ГТУ установлен мостовой кран, в помещении нагнетателей — подвесной кран. Основное оборудование монтируют на фундаменте высотой около 3,3 м. На отметке 0,0 м (первый этаж) машинного зала монтируют масляное хозяйство агрегата. Машинный зал нагнетателей представляет собой галерею с отметкой расположения около 4 м. Через пол галереи проходят трубопроводы подвода газа к нагнетателям и отвода от них. Площадка обвязки нагнетателей размещена на отметке 0,0 м.

При использовании в качестве привода нагнетателей электродвигателей размеры компрессорного цеха становятся несколько меньшими по сравнению с размерами компрессорного цеха ГТУ (это объясняется большей компактностью электропривода), причем отсутствуют газоходы и трубы. Длина пролета зала электродвигателей 9 м, а общая высота здания 13 м.

Контрольные вопросы

1. Здания насосных станций
2. Здания компрессорных станций
3. Наземная часть НС и компрессорных цехов
4. Нефтеперекачивающие и компрессорные станций в блочном исполнении

ТЕМА 6. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ И ПЕРЕДАЧИ

6.1. Назначение, основные свойства и устройство гидродинамических передач

Многие машины и исполнительные механизмы на нефтегазопромысловых объектах действуют при изменяющихся нагрузках. В подъемниках, предназначенных для извлечения колонн труб или штанг из скважин, это вызвано изменением нагрузок, действующих на крюк полиспаста. В насосных агрегатах давление изменяется в зависимости от расхода жидкости и сопротивления циркуляционной системы или среды, в которую закачивается жидкость, например, при цементировании или промывке скважины или при гидроразрыве пласта. Давление жидкости на поршни или плунжеры передается посредством крутящих моментов через преобразующий механизм насоса и трансмиссию к валу двигателя.

Однако, двигатель, установленный для привода исполнительных механизмов, обычно мало приспособлен к переменным нагрузкам. При отклонении значений внешнего крутящего момента, а, следовательно, частоты вращения двигателя и его мощности от расчетных значений, двигатель работает на неэффективных режимах. Для приспособления двигателя к изменяющимся ус-

ловиям применяют трансмиссию, преобразующую крутящий момент, приводя его в соответствие с номинальным вращающим моментом двигателя.

Отношение

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (6.1)$$

называется передаточным отношением трансмиссии, а отношение

$$K = \frac{M_2}{M_1} \quad (6.2)$$

коэффициентом трансформации крутящего момента,

где n_1, n_2 — частоты вращения валов, M_1, M_2 — крутящие моменты, причем индекс «1» относится к входному валу, индекс «2» — к выходному валу трансмиссии,

Следовательно, КПД трансмиссии

$$\eta = K i = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} \quad (6.3)$$

На любую трансмиссию действуют три крутящих момента (рис. 6.2 а): момент входного звена M_1 момент выходного звена M_2 и опорный момент M_3 . Из условия равновесия трансмиссии алгебраическая сумма трех крутящих моментов равна нулю

$$M_1 - M_2 + M_3 = 0. \quad (6.4)$$

Трансмиссия, не имеющая внешней опоры ($M_3 = 0$), называется *муфтой*. Независимо от устройства во всех муфтах (электрической, фрикционной, гидравлической и др.) параметры равны соответственно: $M_1 = M_2$; $K = 1$; $\eta = i$.

Для *т р а н с м и с с и и – т р а н с ф о р м а т о р а*, преобразующей крутящий момент, внешняя опора обязательна. Чтобы нагружать двигатель строго постоянным крутящим моментом M_1 при всех изменениях нагрузки на вторичном валу,

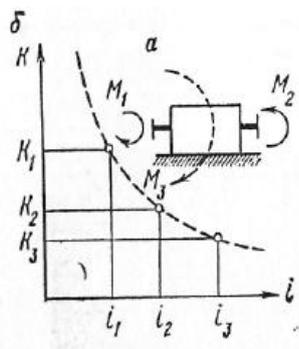


Рис. 6.1. Схема и характеристика трансмиссии

трансмиссия должна располагать любым передаточным отношением, т. е. быть бесступенчатой. Характеристика такой трансмиссии с постоянным КПД ($\eta < 1$), согласно формуле (6.3), представляется равносторонней гиперболой (рис. 6.2б). При заданном значении M_1 этот график позволяет определить необходимое передаточное отношение по моменту выходного звена M_2 .

В механической передаче (зубчатой, цепной, ременной) обычно имеется всего несколько ступеней. Им соответствует ряд значений передаточного отношения $i_1, i_2, i_3, \dots, i_n$ с определенными коэффициентами трансформации $K_1, K_2, K_3, \dots, K_n$ (см. рис. 6.2 б). При включении некоторой ступени ($i = idem$) значение K зафиксировано, так что любому изменению момента выходного звена отвечает соответствующее изменение вращающего момента двигателя. Чтобы обеспечить постоянство нагрузки на двигатель, требуется переключить передачу на другую ступень, причем ввиду дискретности значений i подходящего значения K может не оказаться.

Гидродинамическая передача представляет собой комбинацию двух динамических машин - лопастного насоса и турбины, объединенных в круге циркуляции жидкости (рис. 6.2 а). Отвод насоса, статор турбины и трубопроводы

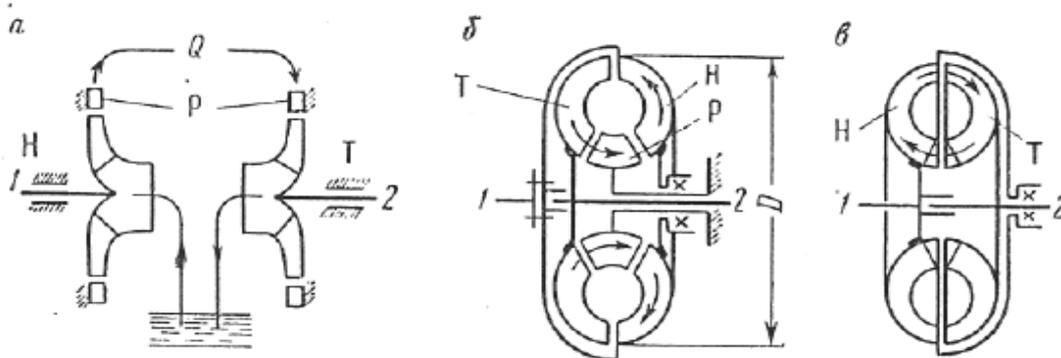


Рис. 6.2. Схемы гидродинамических передач:
 а – насос и Н – насосное колесо; Т – турбинное колесо; Р – реактор;
 1 – вал входного звена; 2 – вал выходного звена; D – активный диаметр

Вал насоса является входным валом трансмиссии, а вал турбины - выходным валом образуют статор передачи, являющийся внешней опорой трансмиссии. Обычно насосное и турбинное колеса помещают в одном корпусе. При этом их неподвижные венцы лопастей объединены в одном лопастном колесе, называемом реактором, а необходимость в трубопроводах отпадает. Реактор может быть расположен не обязательно на выходе из насоса, но и на выходе из турбины (рис. 6.2 б). При отсутствии реактора и, следовательно, опорного момента, передача является гидродинамической муфтой (рис. 6.2 в).

Главные свойства гидродинамической передачи:

- 1) бесступенчатость;
- 2) автоматическое изменение передаточного отношения в зависимости от момента сил сопротивления на выходном валу;
- 3) при всех изменениях этого момента крутящий момент на валу двигателя может оставаться постоянным или изменяться в заданном диапазоне;
- 4) зависимость КПД в значительной степени (от нуля до максимума в оптимальном режиме) от передаточного отношения.

Гидродинамический трансформатор обеспечивает:

1) повышение срока службы двигателя, т.к. он может работать в одном выгодном режиме и предохраняется от перегрузки;

2) предохранение от перегрузки также механизмов трансмиссии и рабочих органов машины;

2) демпфирование крутильных колебаний, возникающих на одном из валов передачи;

3) улучшение пусковых свойств машин, позволяя приводить их в движение под нагрузкой;

4) получение «ползучих» скоростей вторичного вала и автоматического перехода на режим торможения, что удобно при спуско-подъемных операциях;

5) облегчение труда бурильщика (оператора и др.).

Гидромуфта выполняет указанные функции частично, поскольку преобразования крутящего момента в ней не происходит.

С применением гидропередач и упрощением механической части трансмиссии масса многих машин снижается.

К недостаткам гидродинамических передач относятся:

1) более низкий КПД гидротрансформаторов (0,80—0,83) на оптимальном режиме по сравнению с КПД механической передачи (0,93—0,97);

2) гидромуфты имеют максимальный КПД 0,97—0,98, но не трансформируют крутящий момент;

3) КПД гидродинамической передачи снижается, если режим ее работы отличается от оптимального;

4) высокая стоимость по сравнению с механическими передачами;

5) необходимость систем питания и охлаждения.

Гидродинамические передачи не вытесняют механические передачи, а дополняют их там, где это выгодно.

6.2. Характеристики гидродинамических передач

Различают характеристики гидропередачи внешние и внутренние. Для потребителя представляют интерес *внешние характеристики*, которые получают при испытании передачи и связывают между собой ее внешние показатели: крутящие моменты на валах, мощности, частоты вращения и КПД. *Внутренние характеристики* связывают расход, скорость и давление рабочей жидкости, удельную работу лопастей турбинного и насосного колес, гидравлические потери, изменяющиеся в зависимости от передаточного отношения. Такие характеристики используют при расчете и проектировании передач.

Характеристики гидротрансформатора

1. Представим сначала, что при постоянной частоте вращения входного вала n_1 в последовательности насос - реактор - турбина сохраняется постоянный расход жидкости Q . Это означает, что насос действует в некотором режиме,

который характеризуется постоянными Δp_1 , N_1 , M_1 , η_1 (рис. 6.3 а, точки m и s), а турбина имеет характеристику, свойственную нормальной осевой турбине при $Q = idem$ (линия крутящего момента прямая, перепад давления в турбине не зависит от частоты вращения - рис. 6.3 б).

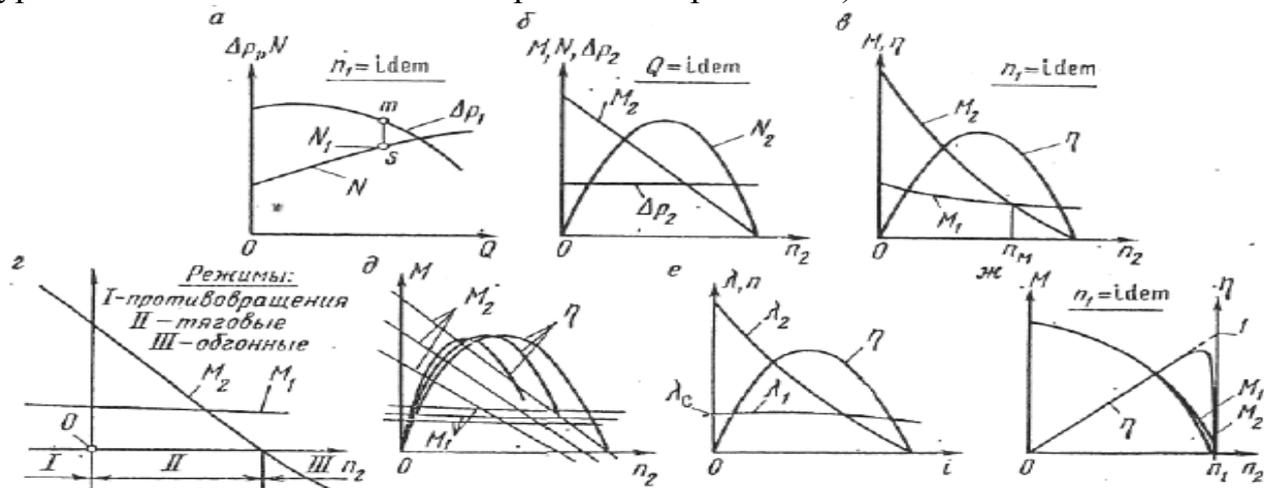


Рис. 6.3. Характеристики гидродинамических передач

При этих условиях график внешней характеристики гидропередачи выглядит так же, как график характеристики турбины, если Δp_2 и N_2 заменить соответственно пропорциональными им величинами M_1 и η . Действительно, из очевидного условия

$$2\pi M_1 n_1 \eta_1 = \Delta p_2 Q \quad (6.5)$$

следует, что $M_1 \equiv \Delta p_2$; кроме того, $N_2 = N_1 \eta$, т. е. $\eta \equiv N_2$.

В действительности расход жидкости не остается постоянным, а колеблется из-за изменения перепада давления в турбине. Вследствие колебания расхода кривые характеристики турбины деформируются, но главные особенности сохраняются (рис. 6.3 в). КПД турбины, а следовательно, и КПД передачи равен нулю при остановленной турбине ($n_2 = 0$) и при полной разгрузке ($M_2 = 0$), а в интервале между точками, характеризующими эти режимы, достигает максимума. Положение точки оптимального режима зависит от конфигурации лопастных венцов гидропередачи. Линия M_2 может быть вогнутой, прямой или выпуклой, а линия M_1 - горизонтальной, падающей или восходящей.

На рис. 6.3 в отражена лишь часть полной характеристики гидротрансформатора, кривые которой для постоянной частоты вращения вала насоса построены в трех квадрантах (рис. 6.3 г). Точки линий в первом квадранте соответствуют так называемым тяговым режимам ($M_2 > 0$, $n_2 > 0$). Продолжения линий моментов во втором квадранте указывают на существование режимов противовращения ($n_2 < 0$). Они появляются, в частности, в процессе спуска груза с включенной гидропередачей, когда крутящий момент от груза превышает «столовый» момент (при $n_2 = 0$). Режимы работы гидропередачи при $M_2 < 0$ (четвертый квадрант) называют обгонными. В этом случае для вращения колеса турбины к валу выходного звена следует приложить момент, совпадающий по направлению с направлением вращения этого вала.

Так же, как и для лопастных насосов, существуют универсальные характеристики гидропередачи, в данном случае зависимости M_1 и M_2 от n_2 при нескольких частотах насосного вала (рис. 6.3 д). Кривые безразмерной характеристики (рис. 6.3 е) строятся по данным испытания гидропередачи. Вместо кривой M_1 наносят кривую изменения коэффициента момента входного звена

$$\lambda_1 = \frac{M_1}{\rho n_1^2 D^5}, \quad (6.6)$$

где D - активный диаметр гидропередачи, ρ - плотность жидкости; кривую M_2 заменяют либо кривой коэффициента момента выходного звена

$$\lambda_2 = \frac{M_2}{\rho n_2^2 D^5}, \quad (6.7)$$

либо кривой коэффициента трансформации $K=M_2/M_1$. По оси абсцисс откладывается передаточное отношение.

Из безразмерной характеристики, общей для серии геометрически подобных гидропередач, легко получить характеристику конкретной передачи, размер D которой известен, а n_1 и p заданы. Если коэффициент λ_1 - постоянен, то крутящий момент, нагружающий двигатель, не зависит от нагрузки на выходном валу. При выполнении этого условия характеристику гидропередачи называют непрозрачной. Если же линия λ_1 наклонена, то характеристика называется прозрачной.

Характеристики гидромукты

В рабочей полости гидромукты не предусмотрены неподвижные лопасти, воспринимающие опорный момент, и поэтому $M_1 \approx M_2$. Вместо двух кривых моментов имеется только одна, показывающая изменение частоты вращения n_2 в зависимости от нагрузки (рис. 6.3 ж). Линия M в другом масштабе является линией мощности N_1 на первичном валу. Т. к. для гидромукты КПД $\eta = i$, то при $n_1 = idem$ линия КПД представляет собой прямую, проходящую через начало координат. При n_2 , приближающейся к n_1 КПД муфты теоретически стремится к единице (пунктир). Если учесть силы трения, то небольшой опорный момент существует, поэтому M_1 несколько отличается от M_2 , вследствие чего при $n_2 \approx n_1$ КПД резко снижается до нуля. Оптимальному режиму гидромукты ($\eta_{max} = 0,97-0,98$) соответствуют передаточные отношения $i_0 = 0,97-0,98$.

6.3. Устройство и характеристика гидротрансформатора

В приводе буровых установок от ДВС наиболее распространены гидротрансформаторы, в которых осуществляется автоматическое превращение трансформатора в муфту и наоборот. Это важно потому, что для вспомогательных операций, когда нужна небольшая мощность, требуется передача посредством муфты. «Прозрачность» ее характеристики при незначительной нагрузке обеспечивает воздействие на орган регулирования двигателя, благодаря чему уменьшается расход топлива.

Для переключения передачи используется то ее свойство, вытекающее из условия равновесия (6.4), что при $K > 1$, когда $M_2 > M_1$ опорный момент M_3 положительный, т. е. совпадает по направлению с моментом M_1 а при $K < 1$ опорный момент отрицательный.

Реактор установлен на муфте свободного хода МСХ (рис. 6.4 б), позволяющей ему свободно вращаться в направлении движения насосного колеса и не допускающей вращения в противоположную сторону.

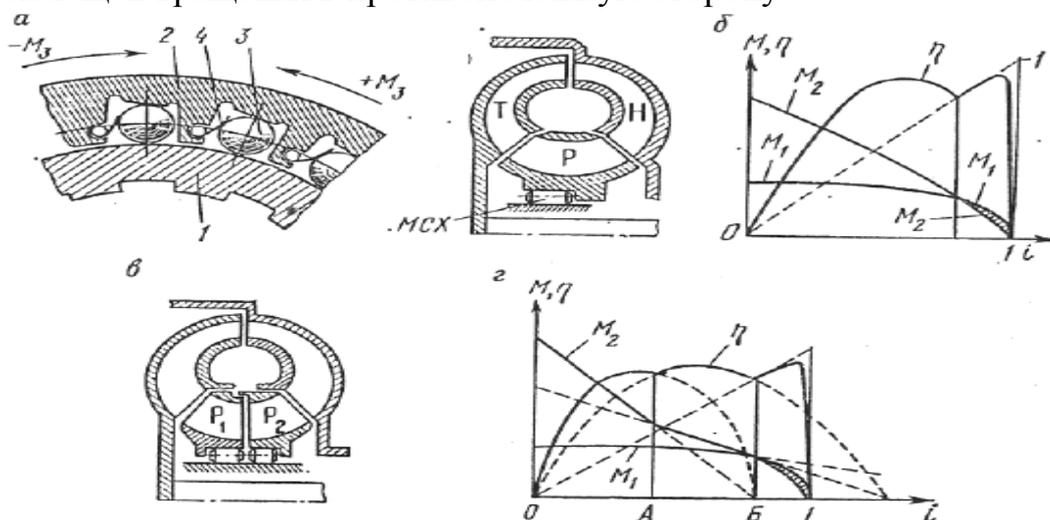


Рис. 6.4. Схема и характеристика гидротрансформатора

При условии $M_2 < M_1$ когда $M_3 < 0$, реактор освобождается от опоры и его венец, не преобразуя крутящий момент, оказывает лишь слабое гидравлическое сопротивление в рабочей полости гидромуфты. Внутренняя обойма 1 муфты соединена с полый осью гидротрансформатора, а наружная обойма 2, жестко связанная с реактором, имеет пазы с наклонными плоскостями. В эти пазы вставлены ролики 3, поджимаемые пружинами 4. При действии на реактор положительного момента M_3 он стремится вращаться против часовой стрелки, наклонные плоскости обоймы находят на ролики, и происходит заклинивание реактора на оси. Если же момент в реакторе отрицательный (на рисунке он показан действующим по часовой стрелке), то этому ничто не препятствует, так как наклонные плоскости отходят от роликов.

График характеристики гидротрансформатора показан на рис. 6.4 б. Он составлен из графиков характеристик гидротрансформатора и гидромуфты. Линия КПД идеальной гидромуфты показана пунктиром. В реальных условиях существует небольшой опорный момент, действующий на реактор, вследствие чего M_1 несколько больше M_2 в заштрихованной области, а КПД соответственно снижается, и при $M_2 = 0$ он тоже равен нулю.

Для улучшения характеристики и устранения «провала» кривой КПД на участке от точки оптимального режима работы трансформатора до точки перехода на режим гидромуфты в комплексном гидротрансформаторе применяют разрезной реактор. Каждая часть реактора P_1 и P_2 посажена на свою муфту свободного хода (рис. 6.4 в).

График характеристики такой передачи (рис. 6.4 г) составлен из графиков характеристик двух гидротрансформаторов и одной гидромуфты. На участке ОА действует венец реактора с очень искривленными лопастями. На участке АБ исключается из работы реактор P_1 а продолжает действовать реактор с малоискривленными лопастями P_2 . На участке Б - 1 из работы исключается P_2 , в результате гидротрансформатор превращается в гидромуфту.

Для наглядного представления крутящих моментов, действующих на лопасть венец разрезного реактора, рассмотрим изменение скоростей на входных и выходных кромках (рис. 6.5).

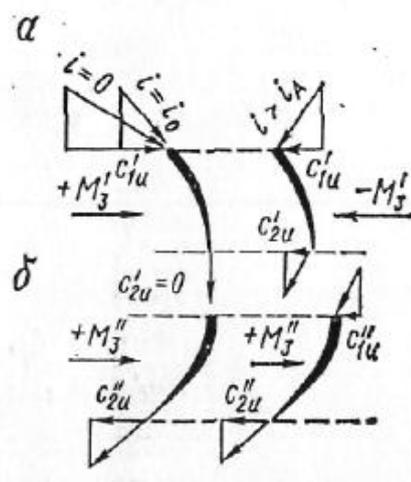


Рис. 6.5 Схема обтекания лопастей разрезного реактора

Моменты, действующие в двух частях реактора равны соответственно:

$$M_3' = \rho Q (c'_{1u} r_2' - c'_{2u} r_2'), \quad (6.8)$$

$$M_3'' = \rho Q (c''_{1u} r_2'' - c''_{2u} r_2''), \quad (i < i_A) \quad (6.9)$$

Если турбина остановлена ($i = 0$) или вращается с небольшой скоростью, то на оба реактора действуют положительные моменты, так как c'_{2u} на выходе первого и c''_{1u} на входе второго реактора равны нулю (рис. 6.5 а). С увеличением i и угла наклона потока величина c'_{1u} становится отрицательной и первый реактор начинает вращаться (рис. 6.5 б). При этом составляющая скорости c''_{1u} , равная c'_{2u} также становится отрицательной. С увеличением i до i_B наступает такое состояние, когда $c''_{1u} r_1'' = c''_{2u} r_2''$, и момент на втором реакторе равен нулю. Когда он станет отрицательным, второй реактор освобождается от опоры.

Система питания и охлаждения

Для нормальной работы гидродинамического трансформатора необходимы следующие условия:

- 1) полное заполнение рабочей полости жидкостью;
- 2) отсутствие зон с пониженным давлением во избежание кавитации;
- 3) температура жидкости должна быть ниже допустимой для предотвращения ее разложения и сохранения смазывающих свойств.

В большинстве случаев, особенно в гидропередачах с большой мощностью, с целью создания указанных условий применяется принудительная циркуляционная система. Она необходима для восполнения утечек, поддержания избыточного давления в рабочей полости, обеспечивающего бескавитационную работу и охлаждения жидкости во внешнем теплообменнике. Циркуляционная система гидротрансформаторов силовых агрегатов главного привода буровых установок состоит из шестеренного насоса, масловоздушных вентиляторных радиаторов или водомасляных теплообменников, термостатных устройств, клапанов, регулирующих избыточное давление в системе, масляного бака, фильтров и трубопроводов. Рабочей жидкостью служат минеральные масла, дизельное топливо или их смесь. Система питания и охлаждения гидротрансформатора может быть изолированной или объединенной с системой питания двигателя, что упрощает эксплуатацию агрегата.

6.4. Характеристика двигателя с гидродинамической передачей

Двигатель с гидропередачей представляет собой приводной агрегат, имеющий характеристику, отличающуюся от нагрузочной характеристики двигателя $n_d - M_d$. Чтобы построить кривые характеристики агрегата, необходимо учитывать, что частота вращения входного вала гидропередачи n_1 равна частоте вращения вала двигателя n_d , зависящей от нагрузки на двигатель (M_d).

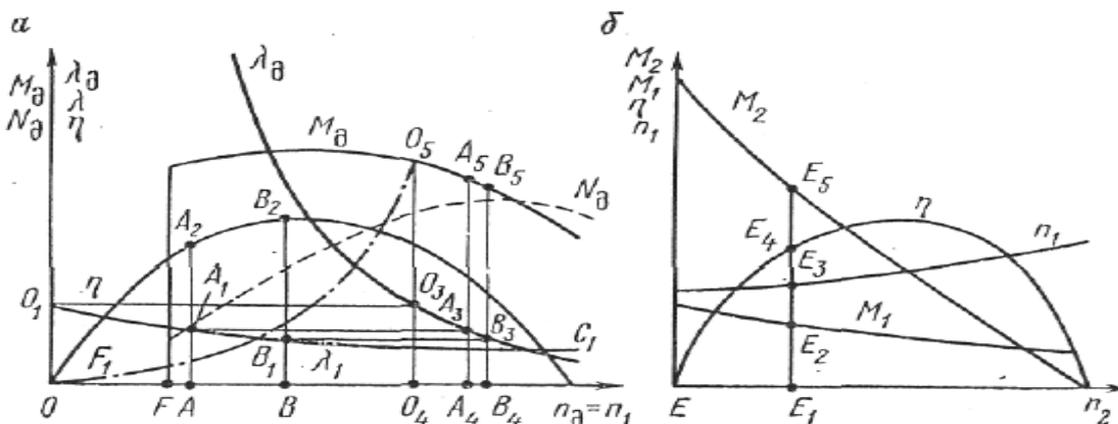


Рис. 6.6. Построение характеристики агрегата ДВС - гидротрансформатор

Для решения задачи необходимо в нескольких точках кривой $n_d - M_d$ вычислить коэффициент момента двигателя $\lambda_d = M_d / \rho n_d^2 D^5$ и построить график зависимости λ_d от n_d (рис. 6.6а). На тот же чертеж наносятся кривые $i - \lambda_1$ и $i - \eta$ безразмерной характеристики гидропередачи (см. рис. 6.3, е). При работе двигателя через передачу $\lambda_d = \lambda_1$ (поскольку $n_d = n_1$ и $M_d = M_1$). Дальнейшие операции проводятся в следующем порядке.

1. Задается передаточное отношение $i = OA$. Отрезки AA_1 и AA_2 соответствуют коэффициенту момента λ_1 и КПД η при выбранном i ,
2. По известной величине $\lambda_d = \lambda_1$ с помощью графика λ_d находятся $n_1 = n_d = OA_4$, $M_1 = M_d = A_4A_5$.

3. Вычисляется частота вращения турбинного колеса. Коэффициент трансформации $K = \eta/I$, крутящий момент на выходном валу $M_2 = KM_1$.

4. На рис. 6.6б откладываются отрезки, соответствующие найденным величинам: $EE_1 = n_2$, $E_1E_2 = M_1$, $E_1E_3 = n_1$, $E_1E_4 = \eta$, $E_1E_5 = M_2$.

5. Расчет повторяется для нескольких значений i , соединяются точки плавными линиями и получаются кривые искомой характеристики. Для оптимального режима при $i_0 = OB$ (точки B_1, B_2, \dots, B_5) проверяется близость точки этого режима к точке максимума мощности двигателя, определяемого по пунктирной кривой N_0 .

Режиму запуска агрегата под нагрузкой соответствуют точки O_1, O_3, O_4, O_5 . Парабола OO_5 представляет собой график зависимости крутящегося момента на входном валу гидротрансформатора от n_1 при остановленном турбинном вале: $M_1 = \lambda_{1,c} \rho n_1^2 D^5$, где $\lambda_{1,c}$ – коэффициент момента при $i = 0$ (см. рис. 6.3 е). Была рассмотрена характеристика ДВС. Подобным же образом строится характеристика гидропередачи с любым другим двигателем.

Характеристика гидромеханической передачи

Диапазон передаточных отношений при сравнительно высоких КПД гидротрансформатора (0,75 – 0,82) все же достаточно узок. Для расширения этого диапазона в дополнение к гидропередачам применяют механические трансмиссии (зубчатые, цепные и пр.). Общий КПД гидромеханической передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \eta \eta_{\text{мех}}, \quad (6.10)$$

где η – КПД гидропередачи; $\eta_{\text{мех}}$ – КПД механической трансмиссии.

Так как $\eta = K i$, а $\eta_{\text{мех}} = K_{\text{мех}} i_{\text{мех}}$, то общий коэффициент трансформации момента

$$K_{\text{общ}} = K K_{\text{мех}} = \frac{\eta}{i} \cdot \frac{\eta_{\text{мех}}}{i_{\text{мех}}} \quad (6.11)$$

Характеристику гидромеханической передачи получают следующим способом. Пусть коробка передач имеет передаточные отношения $i'_{\text{Мех}}, i''_{\text{Мех}}, i'''_{\text{Мех}}$ с соответствующими КПД η_1, η_2, η_3 . По формуле (6.11.) видим, что зависимость $K_{\text{общ}}$ от общего передаточного отношения $i_{\text{общ}} = i i_{\text{мех}}$ при включении любой из скоростей коробки передач получается из характеристики гидропередачи. На графике характеристики гидромеханической передачи (рис. 6.7) видно, как расширился диапазон передаточных отношений.

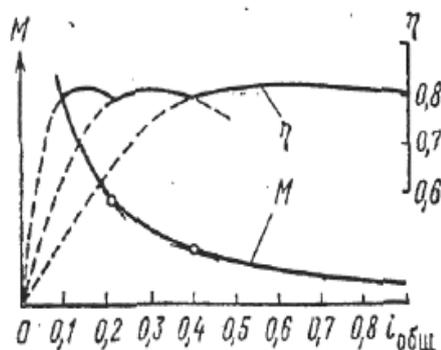


Рис. 6.7 Характеристика гидромеханической трансмиссии

Определение диаметра гидропередачи

Активный диаметр гидропередачи выбирают так, чтобы при передаточном отношении i_0 (в оптимальном режиме работы) на входной вал передачи от двигателя передавалась максимальная мощность. Из формулы λ_l следует, что

$$D = \sqrt[5]{(M_\delta / n_\delta^2)_\delta} / \sqrt[5]{\rho \lambda_{l,0}},$$

где $\lambda_{l,0}$ – коэффициент момента при i_0 ; $(M_\delta / n_\delta^2)_\delta$ – величина определяемая по характеристике двигателя в режиме максимальной мощности.

Контрольные вопросы

1. Назначение гидродинамических передач
2. Устройство гидродинамических передач
3. Принцип действия гидродинамических передач
4. Какие условия необходимы для нормальной работы гидродинамического трансформатора?
5. Формула определения диаметра гидропередачи
6. Какие условия необходимы для нормальной работы гидродинамического трансформатора?
7. Характеристика двигателя гидродинамической передачи
8. Устройство гидротрансформатора
9. Характеристика гидротрансформатора

ТЕМА 7. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ И ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

7.1. Гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели и гидромоторы

Так же, как и гидравлическая турбина, объемный гидродвигатель воспринимает работу от жидкости и передает ее исполнительному механизму или трансмиссии посредством выходного звена. По характеру движения выходного звена объемные гидродвигатели делятся на три группы:

- 1) гидроцилиндры — с поступательным движением;
- 2) поворотные гидродвигатели — с ограниченным углом поворота;
- 3) гидромоторы — с неограниченным вращательным движением.

Выходным звеном у гидроцилиндров служит шток, плунжер или корпус, а у поворотных гидродвигателей и гидромоторов — вал или корпус.

Гидроцилиндры

В зависимости от направления действия рабочей жидкости различают гидроцилиндры двухстороннего (рис. 7.1 а, б, в, д, е) и одностороннего (рис. 7.1 г, ж) действия. У первых движение выходного звена под действием рабочей жидкости возможно в двух направлениях, а у вторых — только в одном, а возврат звена происходит за счет силы пружины, силы тяжести и пр. Гидроцилиндры классифицируются также в зависимости от устройства рабочей камеры: поршневой (рис. 7.1 а, б, в), плунжерный (рис. 7.1 г), телескопический (рис. 7.1 д), мембранный (рис. 7.1 е), сифонный (рис. 7.1 ж). Поршневой гидро-

двигатель может быть с односторонним (рис. 7.1 а) или с двухсторонним штоком, расположенным по обе стороны поршня (рис. 7.1 б, в).

Практический интерес представляют также следующие специальные конструкции поршневых гидроцилиндров:

- 1) тандем-цилиндр;
- 2) гидроцилиндр со ступенчатым поршнем;
- 3) гидроцилиндр с торможением;
- 4) гидроцилиндр с фиксацией положения поршня.

Тандем-цилиндр (рис. 7.2 а) применяют при больших нагрузках в случае, если длина цилиндра не ограничена, а диаметр его должен быть небольшим. *Гидроцилиндр со ступенчатым поршнем* предназначен для получения нескольких скоростей. Схема на рис. 7.2 б позволяет иметь три прямых скорости цилиндра 4 (при подаче жидкости с постоянным расходом Q в канал 1 или в канал 2 или в оба одновременно) и одну обратную скорость (подача в канал 3). *Гидроцилиндр с торможением* снабжен устройством для торможения выходного звена в конце хода и предупреждения жесткого удара движущихся частей о концевой упор. Демпфер простейшего типа показан на рис. 7.2 в.

Гидроцилиндр с фиксацией положения поршня в промежуточном между крайними положениями представлен на рис. 7.2 г. Если обе полости А и Б сообщить с источником подачи жидкости, то плавающий поршень 1 будет перемещаться вместе с поршнем 2 вправо до тех пор, пока не упрется в уступ цилиндра. В этом положении шток фиксируется разностью сил давления

$$p(F - f_1 - f_2).$$

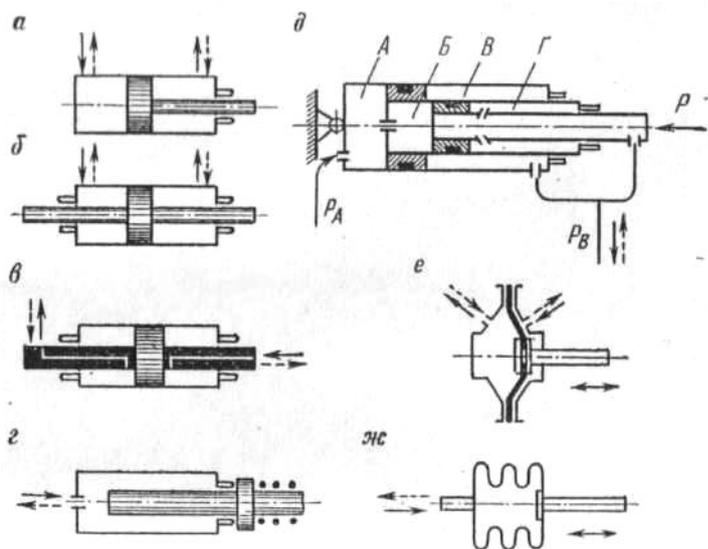


Рис. 7.1. Гидроцилиндры

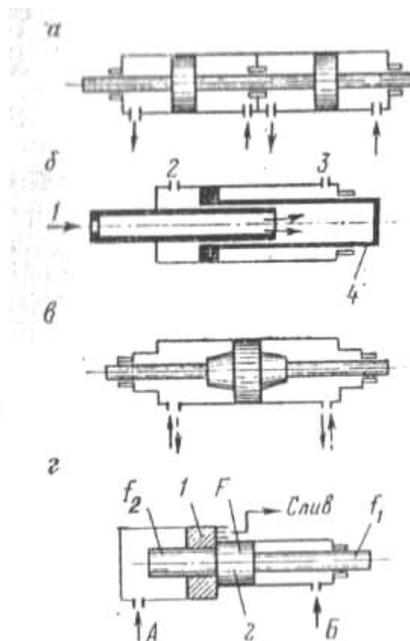


Рис 7.2. Гидроцилиндры специальной конструкции

Под *телескопическим цилиндром* в общем случае понимают цилиндр, общий ход штоков которого превышает длину корпуса цилиндра. Его применяют для получения большого хода при ограниченном пространстве в

транспортном положении, например, в качестве домкрата для подъема и спуска вышек в буровых и нефтепромысловых агрегатах. В зависимости от числа поршней телескопические цилиндры подразделяются на двухступенчатые, трехступенчатые и т. д., причем ступень с наименьшим диаметром поршня называется первой, следующая — второй и т. д. Длина хода выходного звена равна сумме длин ходов поршней или плунжеров.

При работе гидроцилиндра возможны три движения: только первой ступени, только второй ступени, обеих ступеней вместе. Последовательность движений зависит от нагрузки и сил трения в уплотнениях.

Обозначим: F_1, F_2 - площади поршней; f_1, f_2 - площади сечения штоков; T_1, T_2 — суммарные силы трения в манжетах цилиндра и поршня соответственно первой и второй ступеней. Условие равномерного движения поршня первой ступени (см. рис. 7.1 д):

$$p_A F_1 - T_1 - p_r (F_1 - f_1) - P = 0 \quad (7.1)$$

То же, для второй ступени, движущейся вместе со штоком:

$$p_A F_2 - T_2 - p_r (F_2 - f_2) - P = 0 \quad (7.2)$$

где p_A - давление рабочей жидкости в поршневых полостях A и B ; p_r - то же, в штоковых полостях Γ и B .

При значительной сжимающей нагрузке P первым всегда выдвигается поршень второй ступени со штоком, а затем поршень первой ступени. При постоянном расходе жидкости Q этому переходу соответствует значок давления от

$$p_A' = \frac{P + T_2 + p_r (F_2 - f_2)}{F_2} \quad \text{до} \quad p_A'' = \frac{P + T_1 + p_r (F_1 - f_1)}{F_1} \quad (7.3)$$

и скачок скоростей движения от

$$v' = \frac{Q}{F_2} \eta_o \quad \text{до} \quad v'' = \frac{Q}{F_1} \eta_o \quad (7.4)$$

где η_o - объемный КПД цилиндра; p_r - давление слива жидкостей из полостей Γ и B .

В случае действия растягивающей силы P для обратного движения жидкость подается в штоковые полости Γ и B . В уравнениях равномерного движения силы трения изменяют знак, и соответствующие давления входа жидкости определяются по формулам:

$$p_r' = \frac{p_A F_1 + T_1 + P}{F_1 - f_1}; \quad p_r'' = \frac{p_A F_2 + T_2 + P}{F_2 - f_2} \quad (7.5)$$

где p_A - давление слива жидкости из полостей A и B . Если $F_1 - f_1 > F_2 - f_2$, то втягивание поршней обычно начинается в первой ступени, в противном случае сначала вдвигается поршень второй ступени.

Сила трения во время движения поршня зависит от конструкции цилиндра и качества уплотнений. Она может достигать больших значений (многих сотен ньютонов). При страгивании поршня сила трения в 2—3 раза превышает силу трения при движении.

Поворотные гидродвигатели

Применение поворотных гидродвигателей в некоторых случаях упрощает кинематику приводных механизмов. Они практически безынерционны и способны развивать большие вращающие моменты. В зависимости от конструкции различают поворотные гидродвигатели: шиберный, поршневой и мембранный. Наиболее распространены шиберные, у которых вытеснители выполнены в виде пластин — одной (рис. 7.3 а), двух (рис. 7.3 б) или трех (рис. 7.3 в), жестко или подвижно закрепленных на валу двигателя.

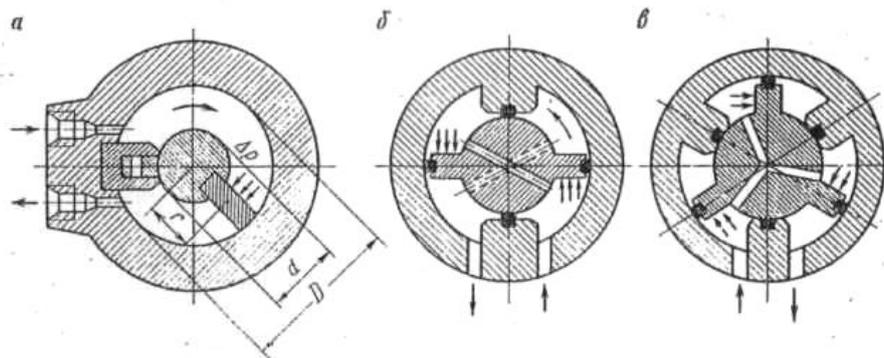


Рис. 7.3. Пластинчатые поворотные двигатели

Крутящий момент на пластине равен произведению окружной силы P от перепада давления жидкости Δp на плечо r приложения этой силы (см. рис. 7.3 а).

Для z пластин

$$M = zPr = z \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2), \quad (7.6)$$

где b ширина пластины по оси цилиндра. Угловая скорость вала:

$$\omega = \frac{8Q}{zb(D^2 - d^2)}. \quad (7.7)$$

Формулы (7.6) и (7.7) показывают, что чем больше число пластин, тем меньше давление жидкости, необходимое для преодоления данного момента сопротивления вращению вала, и тем медленнее вращается вал при постоянном расходе Q . Это правило относится также и к гидромоторам. Углы поворота ротора при одной, двух и трех пластинах соответственно равны 280, 140 и 70°.

Большинство соответствующих видов гидромоторов и роторных насосов имеет одинаковые устройства, вследствие чего эти машины могут классифицироваться по общим признакам: по устройству — поршневые, шиберные, шестеренные, колесчатые, винтовые; по возможности изменять рабочий объем — нерегулируемые и регулируемые; по возможности изменять направление вращения — неререверсивные и реверсивные; по числу циклов, совершаемых в каждой рабочей камере за один оборот вала — однократного и многократного действия.

Многие роторные насосы при бесклапанном распределении жидкости можно применять, не изменяя их, как гидромоторы, что удобно при комплектации гидравлических систем и особенно в том случае, когда одна и та же гидромашинка работает как в насосном, так и в двигательном режимах (в качестве насосомотора).

Для такого универсального использования насосов и гидромоторов существует ограничение, обусловленное спецификой их действия. В насосе большие нагрузки на контактных поверхностях развиваются лишь после приведения их в действие, а у двигателя максимальный крутящий момент и соответствующие давления и силы трения на опорных поверхностях возникают уже при пуске. Для улучшения пусковых свойств гидромотора особенно важно заменять скольжение качением и сохранять смазочный слой трущихся поверхностях при запуске. В частности, для использования шестеренного насоса в качестве гидромотора необходимо уменьшить зазоры в подшипниках, обеспечивая этим радиальный зазор между шестернями и корпусом для предотвращения их касания при пуске под нагрузкой.

Принцип действия гидромотора любого вида аналогичен принципу действия поворотного гидродвигателя (см. рис. 7.3 а). Под давлением жидкости на входное звено (поршень, пластину, зуб шестерни, винт или другой подвижной элемент) возникает усилие, тангенциальная составляющая T которого создает момент относительно оси вращения ротора. Вращающий момент от каждого входного звена зависит от положения последнего, поэтому и суммарный мгновенный момент всех тангенциальных сил пульсирует подобно суммарной подаче жидкости при работе той же машины в режиме насоса.

Выражение среднего значения вращающего момента можно получить пользуясь, схемами радиально-поршневого кулачкового гидромотора пятикратного действия (рис. 7.4 а) или аксиально-поршневого гидромотора с наклонным блоком (рис. 7.4 б). За одну половину цикла в рабочей камере момент тангенциальной силы T положительный, а за вторую половину — отрицательный. Поэтому так же, как в цилиндре возвратно-поступательного насоса, индикаторную работу в каждой камере

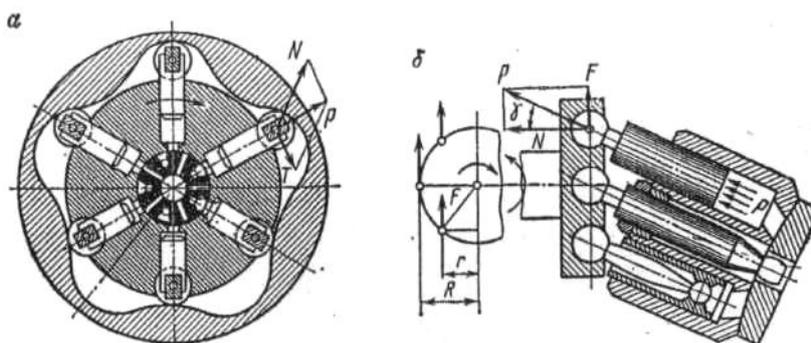


Рис. 7.4. Поршневые гидромоторы

гидромотора за один цикл можно представить как произведение среднеиндикаторного давления на рабочий объем камеры $p_{инд}q_k$. В z камерах мотора i -кратного действия индикаторная работа за один оборот ротора равна $p_{инд}qi_z$ или $p_{инд}q$, где q - суммарный рабочий объем гидромотора.

С учетом момента сил трения M_m имеем равенство

$$p_{инд}q = (M + M_T)2\pi \quad (7.8)$$

Введем понятие гидромеханического КПД:

$$\eta_{zm} = p_{иню} M / \Delta p (M + M_T) \quad (7.9)$$

Выражение (7.8) примет следующий вид:

$$\Delta p q \eta_{zm} = 2\pi M. \quad (7.10)$$

Фактический расход жидкости в гидромоторе Q превышает геометрический qn вследствие объемных потерь (перетеканий через зазоры). Объемный КПД гидромотора

$$\eta_o = qn / Q \quad (7.11)$$

При заданном расходе жидкости частота вращения вала

$$n = Q \eta_o / q \quad (7.12)$$

Полученные формулы показывают, что с увеличением рабочего объема за счет числа камер и кратности действия, во-первых, возрастает крутящий момент при том же давлении и, во-вторых, достигается снижение частоты вращения вала (при постоянном расходе жидкости).

7.2. Винтовой забойный двигатель

Винтовой двигатель, предназначенный для бурения скважин, построен на базе героторного механизма с гипоциклоидным зацеплением и кинематическим отношением количества зубьев ротора и статора $9z_1 = 10z_2$. В поперечном сечении механизма (рис. 7.5, $A-A$) имеются десять полостей, являющихся сечениями рабочих камер (шлюзов), разделенных контактными линиями. Общая площадь поперечного сечения шлюзов

$$F_{шт} = [2\pi e^2(z_2 - 1) + 8er]z_2 \quad (7.13)$$

где e — эксцентриситет; r — радиус зуба зацепления.

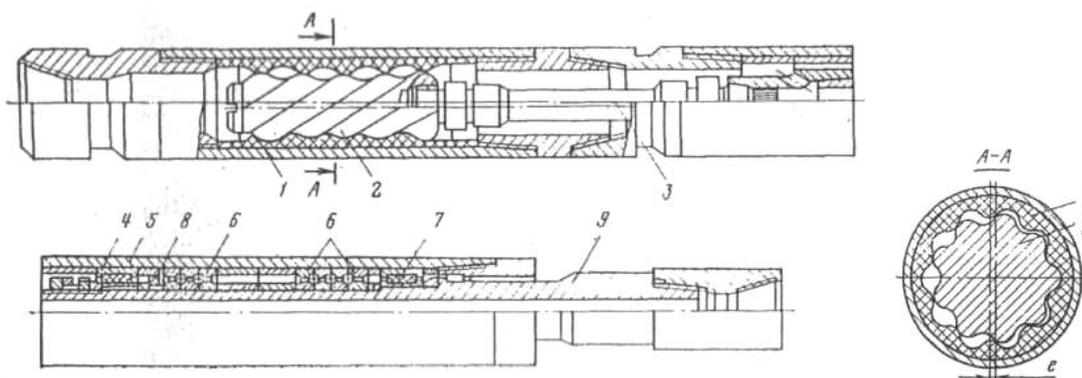


Рис. 7.5. Винтовой забойный двигатель:

1 - статор, 2 - ротор, 3 - шарнирное соединение, 4, 7 - радиальные опоры, 5 - корпус шпинделя, 6 - осевая опора, 8 - торцовое уплотнение, 9 - вал шпинделя

Наибольший диаметр полости статора

$$D_H = 2(ez_1 + r). \quad (7.14)$$

Рабочий объем двигателя, так же как и винтовом насосе, равен произведению площади шлюзов на шаг обоймы

$$q = F_{\text{ин}} T, \quad (7.15)$$

где T – шаг винта.

Крутящий момент и частоту вращения ротора можно определить по формулам (7.10) и (7.12) как и для поршневых гидромоторов.

Двигатель и шпиндель связаны двухшарнирным соединением 3 (см. рис. 7.5). Функции и устройство шпиндельной секции такие же, как в турбобурах. Резиновая обойма статора и двигателя, привулканизированная к стальному корпусу, выполнена с начальным натягом по отношению к ротору. Это увеличивает трение и механизме, но способствует снижению утечки жидкости через щели между статором и ротором — утечки, которая возрастает по мере износа рабочих поверхностей. Существует некоторое оптимальное значение натяга, обычно составляющее доли миллиметров, при котором за время работы двигателя на забое его средняя эффективность будет наивысшей.

7.3. Виды объемных гидроприводов

Объемный гидропривод — совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин давлением рабочей жидкости.

Кроме одного или нескольких источников подачи рабочей жидкости и объемных гидродвигателей, в гидропривод входят:

1) *гидроаппараты* — устройства для изменения направления потока, либо поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости;

2) *гидропреобразователи* — объемные гидромашины, предназначенные для преобразования одного потока рабочей жидкости в поток с другими значениями давления и скорости;

3) *кондиционеры рабочей жидкости* (очистители, теплообменные аппараты, воздухопускные устройства);

4) *гидроемкости* (гидробаки, гидро- и пневмогидроаккумуляторы);

5) *гидролинии* (всасывающая, напорная, сливная, линия управления, дренажная).

Объемные гидроприводы классифицируют по следующим признакам:

1. *По источнику подачи рабочей жидкости*: насосный, аккумуляторный, магистральный. Наиболее распространен насосный гидропривод, в котором в качестве источника подачи жидкости используются как объемные насосы, так и динамические. Часть насосного гидропривода, предназначенная для передачи движения от приводящего двигателя к машинам и механизмам, называется объемной гидропередачей. Объемная гидропередача, состоящая из устройств, конструктивно оформленных в одно целое, называется гидропередачей нераздельного исполнения.

Если рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель из гидроаккумулятора, предварительно нажатого от внешнего источника, то такой гидро-

привод называют аккумуляторным. В магистральном гидроприводе рабочая жидкость поступает из гидромагистрали, не входящей в состав привода.

2. *По характеру движения выходного звена*: поступательного, вращательного и поворотного. В первом случае гидродвигателем является гидроцилиндр, во втором — гидромотор, в третьем — поворотный гидродвигатель.

3. *По циркуляции рабочей жидкости*: с замкнутой и разомкнутой циркуляцией, В первом случае жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую линию насоса, во втором — в бак.

4. *По возможности регулирования*: регулируемый, нерегулируемый. В регулируемом гидроприводе скорость выходного звена гидродвигателя может регулироваться по требуемому закону. В зависимости от регулируемого устройства различают регулирование дроссельное, объемное, объемно-дроссельное и регулирование приводящим двигателем.

Дроссельное регулирование осуществляется регулирующими аппаратами (дросселем и др.), объемное — регулируемым насосом или регулируемым мотором или обеими объемными гидромашинами.

Из равенства подачи насоса и расхода жидкости в гидромоторе $Q_H = Q_M$ или $q_H n_H = q_M n_M$ видно, что

$$n_M = n_H \frac{q_H}{q_M},$$

т. е. частоту вращения вала мотора n_M можно регулировать изменением рабочих объемов насоса q_H , гидромотора q_M , или того и другого вместе или, наконец, изменением частоты вращения вала приводящего двигателя n_H

При постоянной частоте вращения вала насоса n_H дроссельное регулирование осуществляется более простыми средствами, а объемное обеспечивает более высокий КПД гидропривода. Регулирование гидропривода может быть ручным и автоматическим. В зависимости от задачи регулирования гидропривод может быть: стабилизированным (скорость выходного звена поддерживается постоянной), программным (скорость изменяется по заданной программе), следящим (скорость изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия, которое заранее не определено). Типичные схемы гидроприводов приведены на рис. 7.6.

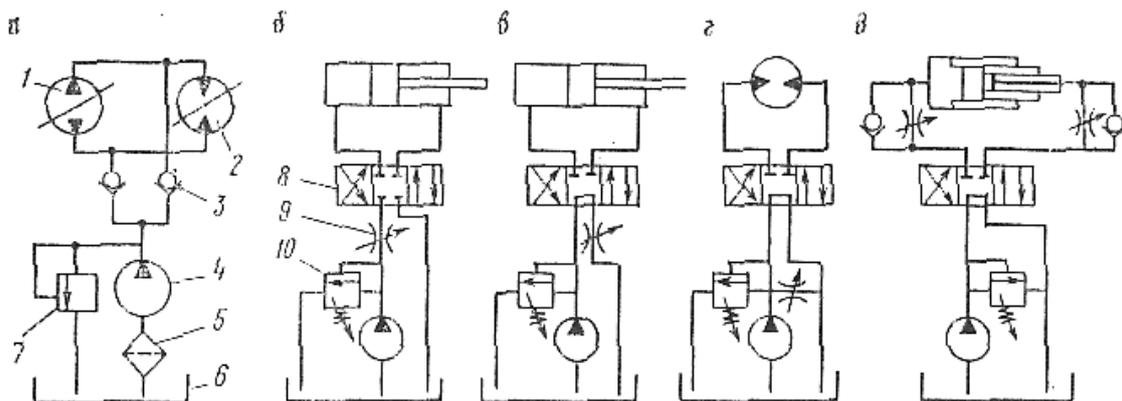


Рис. 7.6. Схемы гидроприводов:

а – с замкнутой циркуляцией, **б, в, г, д** – с разомкнутой циркуляцией; **б** – с регулированием на входе; **в** – с регулированием на выходе; **г** – с регулятором на перепускной линии; **д** – с двумя регуляторами; 1 – насос; 2 – гидромотор; 3 – обратный клапан; 4 – насос подпитки; 5 – фильтр; 6 – бак; 7 – предохранительный клапан; 8 – распределитель; 9 – дроссель; 10 – переливной клапан

На рис. 7.6 а представлена схема насосного гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией и объемным регулированием в обеих машинах. Насос 4 обеспечивает подпитку всасывающей линии насоса 1, если в результате утечек жидкости здесь образуется вакуум.

Схемы насосных гидроприводов поступательного и вращательного движений с разомкнутой циркуляцией и дроссельным регулированием показаны на рис. 7.6 б, в, г, д. Распределитель 8 служит для подключения к насосу той или другой полости гидродвигателя, а дроссель 9 в сочетании с переливным клапаном 10 - для регулирования расхода жидкости, поступающей в гидродвигатель и, следовательно, скорости его движения. Варианты б—д различаются числом и местом включения дросселей и определяют свойства гидропривода. В частности, при установке двух дросселей (вариант д) их настройкой можно задавать разные скорости прямого и обратного ходов поршней в телескопическом гидроцилиндре.

7.4. Виды гидроаппаратов

Принцип действия гидроаппарата основан на перемещении запорно-регулирующего элемента, в результате чего частично или полностью перекрывается проходное сечение аппарата. По конструкции этого элемента различают золотниковые, крановые и клапанные гидроаппараты.

Гидроаппарат может быть регулируемым (в процессе работы) или настраиваемым (в нерабочем состоянии).

По назначению гидроаппараты могут быть *направляющими* (при полном открытии или полном закрытии проходного сечения) или *регулирующими* (при частичном открытии проходного сечения).

Направляющие гидроаппараты

Направляющий распределитель предназначен для подключения к источнику питания исполнительных механизмов (домкратов, лебедок, ключей и проч.). В зависимости от числа фиксированных положений запорно-регулирующего элемента он может быть двухпозиционным, трехпозиционным и т.д., а в зависимости от числа внешних линий — двух-, трехлинейным и т. д. Конструктивные схемы распределителей и условные обозначения показаны на рис. 7.7.

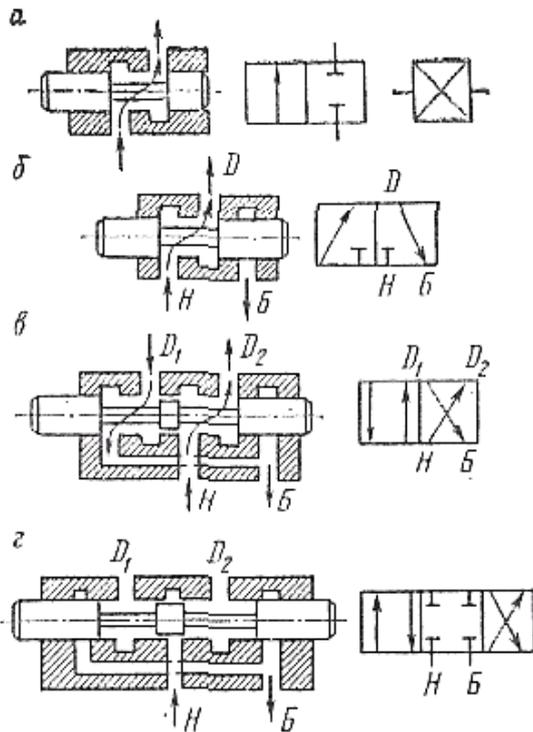
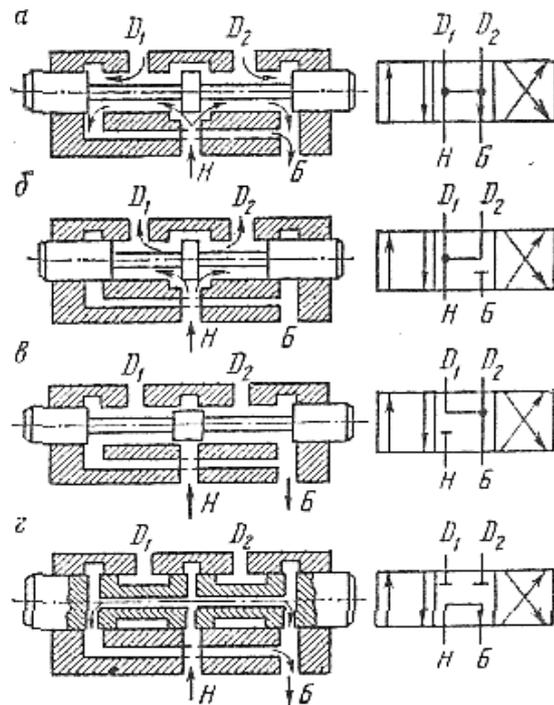


Рис. 7.7. Конструктивные схемы и условные обозначения распределителей: а, б, в – двухпозиционных; г – трехпозиционного; а – двухлинейного; б – трехлинейного; в, г – четырехлинейного; H – от насоса; B – в бак; D, D_1, D_2 – в полости гидродвигателя



7.8. Схемы трехпозиционного четырехлинейного распределителя с различными внутренними коммуникациями а – двухлинейного; б – трехлинейного; в, г – четырехлинейного; H – от насоса; B – в бак

Двухлинейный распределитель является по существу перекрывающим каналы краном. Распределитель, показанный на рис. 7.7 г, имеет так называемое «положительное перекрытие» (поясок плунжера шире, чем проходное окно). В этом распределителе при среднем положении плунжера все внутренние каналы перекрыты, а в других конструкциях часть или все внутренние каналы при этом положении не перекрываются, а соединяются между собой или со сливной линией. В частности, в распределителе с «отрицательным перекрытием» (рис. 7.8 а) все каналы соединены между собой, в распределителе на рис. 7.8 б перекрыт лишь канал сливной линии B , а на рис. 7.8 в — канал H . Для разгрузки насоса применяют распределитель, у которого при среднем положении подвижного

элемента канал насоса H соединен с каналом бака B , а каналы гидродвигателя D_1, D_2 перекрыты (рис. 7.8 з).

Наиболее распространены цилиндрические золотниковые распределители. В гидросистемах некоторых машин применяют конструкции с плоскими золотниками, а также крановые и клапанные распределители. Их недостаток — большие усилия, которые требуются для управления, особенно при высоких перепадах давления.

Регулирующие гидроаппараты

Общий термин «клапан давления» относится к аппаратам, предназначенным для регулирования давления рабочей жидкости. *Напорный клапан* регулирует «до себя», *редукционный клапан* — «после себя». *Клапан разности давлений* поддерживает заданную разность давлений в подводимом и отводимом потоках или в одном из этих потоков и постороннем потоке, *клапан соотношения давлений* — то же, но не разность, а заданное отношение давлений.

Отличие *переливного* напорного клапана от *предохранительного* состоит в том, что это клапан постоянного действия, поддерживающий заданное давление жидкости, тогда как предохранительный клапан — эпизодического действия и предназначен для ограничения давления. Наиболее простой из предохранительных клапанов — шариковый или конусный (рис. 7.9 а) с постоянным или регулируемым усилием сжатия пружины. Это клапан прямого действия (давление жидкости действует непосредственно на запорный элемент). Схема более сложного, но и более совершенного предохранительного клапана представлена на рис. 7.9 б.

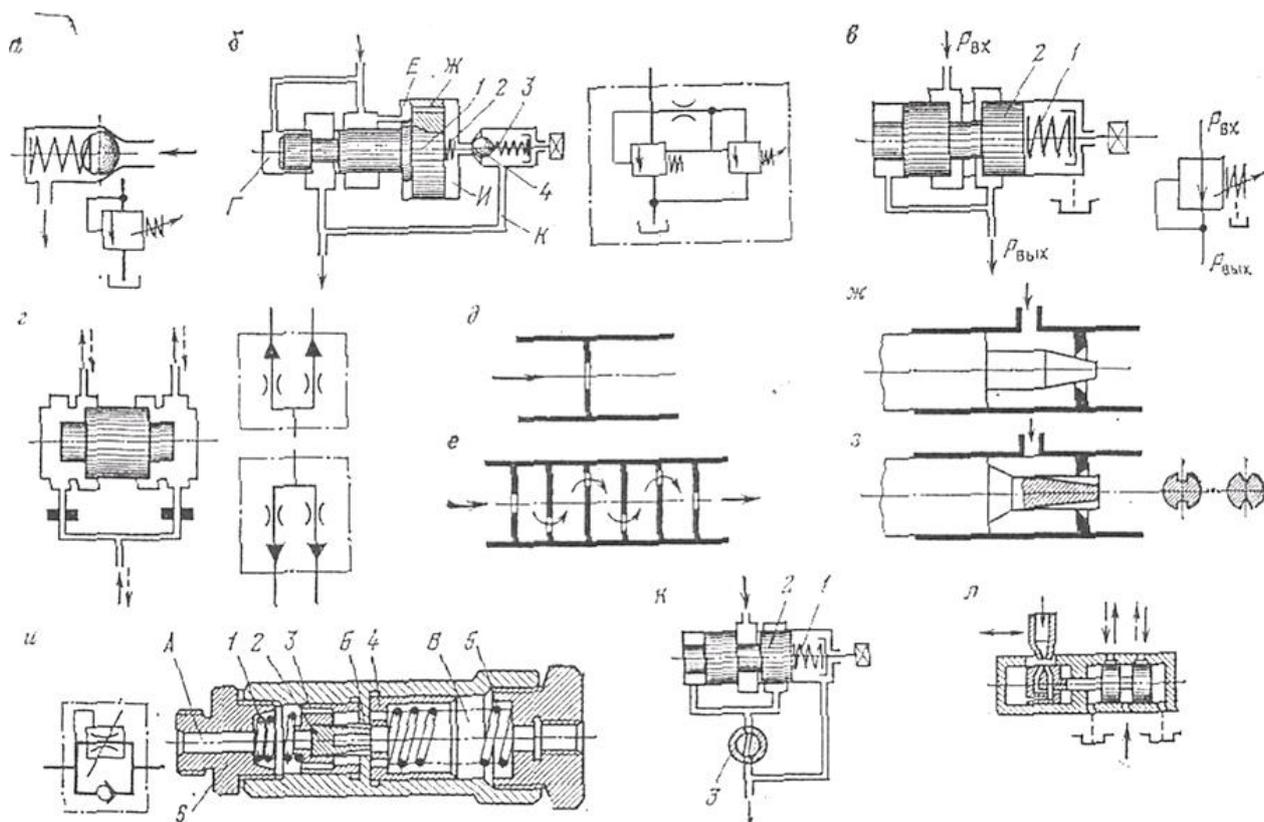


Рис. 7.9. Схемы регулирующих гидроаппаратов:

***a—в* — клапаны давления; *г* — клапан соотношения расходов; *д—з* — дроссели; *и* — дроссель с автоматическим изменением сопротивления; *к* — регулятор потока; *л* — дросселирующий распределитель**

Пока давление в системе не преодолет усилие пружины 3, золотник 1 пружиной 2 удерживается в Крайнем левом положении, перекрывая выход рабочей жидкости на слив. При повышении давления в системе шариковый клапан 4 открывается, и рабочая жидкость из полости И по каналу К сливается. Давление в полости И становится меньшим, чем в полостях Г и Е. Золотник перемещается вправо, соединяя линию давления со сливной линией. С падением давления в гидросистеме ниже того, на которое настроена пружина 1, золотник возвращается в исходное положение. При помощи дистанционного управления предохранительным клапаном можно снижать давление жидкости в гидросистеме. Для этого к полости И присоединяют линию управления.

Описанный клапан имеет следующие особенности, позволяющие применять его при высоких давлениях:

- 1) в закрытом клапане золотник гидравлически уравновешен, а в открытом пружина 2 воспринимает лишь давление жидкости, действующее на хвостовик золотника;
- 2) клапан непрямого действия (давление жидкости действует на вспомогательный клапан 4, управляющий перемещением запорного элемента 1);

3) для демпфирования колебаний имеется дроссель Ж. Если от одного источника питается несколько потребителей с разными давлениями, то для регулирования давления применяют редуccionные клапаны (рис. 7.9 в). Клапан поддерживает заданное давление $p_{вых}$ жидкости на выходе с помощью пружины 1, уравновешивающей это давление на плунжер 2. Для постоянства $p_{вых}$, необходимо, чтобы усилие пружины не менялось. Это условие практически соблюдается, если длина пружины по сравнению с ее линейной деформацией была достаточно большой.

Клапаны соотношения расходов предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или нескольких параллельных потоках (рис. 7.9 г) «после себя» (*делитель потока*) или «до себя» (*сумматор потока*). Применяемые в этих клапанах дроссели выполняются как в нерегулируемом, так и в настраиваемом вариантах.

Дроссель — местное гидравлическое сопротивление на пути течения жидкости для регулирования расхода жидкости частичным сбросом ее в сливную линию, или для создания необходимого перепада давления. По принципу действия различают дроссели вязкостного и инерционного сопротивлений. В первых перепад давления определяется в основном сопротивлением дроссельного канала значительной длины, во вторых — вихреобразованием при внезапном расширении потока.

Инерционным сопротивлением (не зависящим от вязкости и, следовательно, от температуры жидкости) обладает диафрагма с круглым отверстием (рис. 7.9 д). Во избежание засорения линии диаметр отверстия не должен быть слишком малым. Увеличение сопротивления осуществляется установкой пакета шайб (рис. 7.9 е) или введением в отверстие дроссельной иглы (рис. 7.9 ж). Тонкая настройка диафрагменного дросселя достигается тем, что на цилиндрической части перекрывной иглы выполнены прямоугольные или угловые канавки с постоянным или переменным сечением по ходу иглы (рис. 7.9 з). Подбором профиля канавок можно изменять характеристику дросселя $\Delta p = f(Q)$.

На рис. 7.9 и показан дроссель по схеме б с автоматическим изменением сопротивления. Если между полостями А и В нет перепада давления, втулка 3 и стакан 4 фиксируются в нейтральном положении пружинами 1 и 5. При действии перепада давления усилие на торец золотника 2 возрастает, он перемещается вправо, и площадь дросселирующих щелей В уменьшается. При движении рабочей жидкости в обратном направлении золотник вместе со втулкой 3 перемещается в крайнее левое положение, полностью открывая проход. Если такой дроссель присоединен штуцером б к гидравлическому домкрату, то в случае неисправности в маслопроводе дроссель играет роль гидрозамка. Возникновение максимального перепада давления между полостями А и В приводит к мгновенному перекрытию дроссельных канавок, что фиксирует положение домкрата и обеспечивает его опускание с «ползучей» скоростью.

Регулятор потока (рис. 7.9 к) поддерживает заданный расход жидкости вне зависимости от перепада давлений и подводимом и отводимом

потоках. Будучи установленным на входе или выходе гидродвигателя, такой регулятор обеспечивает ему постоянную скорость независимо от изменения нагрузки. Он представляет собой комбинацию редукционного клапана (см. рис. 7.9 в) с дросселем.

Настройкой пружины 1 задается почти постоянная разность давлений по торцам плунжера 2 и, следовательно, почти постоянный перепад давления $\Delta p_{др}$ в дросселе 5. Поскольку редукционный клапан и дроссель включены последовательно, то

$$p_{вх} - p_{вых} = \Delta p_{щ} - \Delta p_{др}$$

откуда видим, что перепад давлений в щели клапана $\Delta p_{щ}$ устанавливается в зависимости от разности давлений ($p_{вх} - p_{вых}$). Расход жидкости Q регулируется дросселем, а плунжер клапана автоматически перемещается в положение, при котором заданный перепад давления Δp соответствует заданному расходу Q .

Дросселирующей распределитель (рис. 7.9 л) предназначен для изменения расхода и направления потока жидкости в нескольких Линиях одновременно в соответствии с изменением положения управляющего органа (например, струнной трубки).

7.5. Применение объемного гидропривода в буровом нефтегазопромысловом оборудовании

Наряду с электро- и пневмоприводом объемный гидропривод позволяет механизировать и автоматизировать трудоемкие технологические процессы в бурении и нефтегазодобыче. Он обладает следующими достоинствами.

1. *Малая масса и компактность*: масса и габариты у гидромоторов и роторных насосов во много раз меньше, чем у электрических машин той же мощности.

2. *Хорошие кинематические и динамические свойства*: простота бесступенчатого регулирования скоростей в широком диапазоне скорости выходного звена (во многих случаях с отношением скоростей 1 : 1000); высокая степень редукции (частота вращения у высокомоментных гидромоторов может снижаться до 2—3 об/мин); плавность разгона и торможения; высокая позиционная точность реверсирования; устойчивость заданных режимов работы (зависимости скорости от нагрузки); простота ограничения действующих усилий и крутящих моментов (предохранения от перегрузок); хорошие динамические качества. Благодаря большому отношению момента, развиваемого гидромотором, к моменту инерции вращающихся его частей (на порядок выше, чем у электродвигателя), объемный гидропривод обладает очень высоким быстродействием, высокой приемистостью (способностью развивать скорость в течение малого времени), способностью к мгновенному реверсу. Частота реверсирования может быть доведена до 500—1000 в минуту (пневмопривода — 1500-1700).

3. *Высокие эксплуатационные качества*: простота управления и обслуживания; надежность при работе практически в любых климатических условиях; безопасность благодаря тому, что представляется

возможным разместить насосную установку с двигателем вне опасной зоны, оставив в ней взрывобезопасный гидродвигатель.

4. *Экономичность*: высокий к. п. д., длительный срок службы (до 20 тыс. ч под нагрузкой).

Объемный гидропривод обеспечивает свободную компоновку оборудования и дистанционность управления операциями, позволяет существенно снизить массу и габариты машин, что имеет особенно важное значение для самоходных агрегатов и транспортабельного оборудования, предназначенного для эксплуатации в труднодоступных районах страны и на акваториях, а также позволяет повысить технический уровень машин по другим показателям (надежность, долговечность, к. п. д. привода, удобство обслуживания и ремонта и др.).

Объемный гидропривод применяется:

- 1) для подъема и спуска вышек с помощью гидродомкратов;
- 2) в подъемном оборудовании для бурения, ремонтов и освоения скважин (привод лебедок, управление фрикционными муфтами, гидроусилители тормозов);
- 3) в механизмах свинчивания и развинчивания труб и штанг;
- 4) для привода роторов, спайдеров, силовых вертлюгов;
- 5) в оборудовании герметизации устья скважин;
- 6) для привода глубиннонасосных установок;
- 7) для обслуживания морских скважин с подводным устьем с надводных плавучих средств;
- 8) для установки и съема клананов-отсекателей в фонтанирующих скважинах, а также газлифтных клапанов;
- 9) в групповых замерных установках для управления гидроотсекателями коллекторов.

Представление о возможностях объемного гидропривода дает пример его использования в подъемной установке, предназначенной для работ со скважинными клапанами, применяемыми при фонтанной и компрессорной эксплуатации нефтяных скважин.

В этих работах требуется высокая чувствительность управления лебедкой. Чтобы спустить на проволоке узел клапана, зафиксировать его в трубах посредством удара или же, наоборот, сорвать клапан с крепления и поднять на поверхность. Необходимо поддерживать постоянное натяжение проволоки во избежание ее разматывания с барабана лебедки при застревании спускаемого снаряда или при выбросе его струей жидкости.

Все операции выполняются с помощью сравнительно простой системы дроссельного регулирования.

Контрольные вопросы

1. На какие виды делятся объемные гидродвигатели по характеру движения выходного звена?
2. Назначение объемного гидропривода
3. Назначение и виды регулирующего гидроаппарата

4. На чем основан принцип действия гидроаппарата?
5. Назначение и виды гидроаппаратов
6. Направляющие гидроаппараты
7. Устройство винтового забойного двигателя
8. На какие виды по конструкции подразделяются поршневые гидроцилиндры?
9. Конструкция и назначение тандем- цилиндра?
10. Назначение и устройство гидроцилиндра со ступенчатым поршнем
11. Назначение и устройство гидроцилиндра с торможением
12. Назначение и устройство гидроцилиндра с фиксацией положения поршня

ТЕМА 8. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ НЕФТИ

8.1. Резервуар

Резервуарами называется стационарные или передвижные сосуды разнообразной формы и размеров. Резервуары являются наиболее ответственными сооружениями, в них хранятся больших количествах ценные жидкости.

В зависимости от материала, из которого они изготавливаются, резервуары делятся металлические и неметаллические. Металлически сооружают преимущественно из стали, иногда из алюминия. К неметаллическим относятся железобетонные и пластмассовые резервуары.

Резервуары бывают по форме: вертикальные цилиндрические, горизонтальные цилиндрические, прямоугольные, каплевидные и др.

По схеме установки резервуары делятся на: наземные, у которых днище находится на уровне или выше планировочной отметки прилегающей площадки; подземные. Когда наивысший уровень жидкости в резервуаре находится ниже наинизшей планировочной отметки прилегающей площадки (в пределах 3м) не менее чем на 0,2м.

Резервуары сооружают различных объемов – от 5 до 120 000м³. Для хранения светлых нефтепродуктов применяют преимущественно стальные резервуары, а так же железобетонные с бензоустойчивым внутренним покрытием – листовой стальной облицовкой и др. Для нефти и темных нефтепродуктов применяют в основном железобетонные резервуары. Хранение смазочных масел осуществляется в стальных резервуарах.

Расстояние между резервуарами принимают равными: для резервуаров с плавающим крышами не менее 0,5 диаметра; для резервуаров со стационарными крышами и понтонами – 0,65 диаметра; для резервуаров со стационарными крышами, но без понтонов – 0,75 диаметра.

Каждая группа наземных резервуаров ограждается земляным валом или стенкой, высота которых принимается на 0,2м выше расчетного уровня разлившейся жидкости.

8.2. Стальные резервуары

Современные стальные резервуары подразделяются на вертикальные цилиндрические, каплевидные, горизонтальные (цистерны). Вертикальные цилиндрические резервуары подразделяются на низкого давления («атмосферные»), резервуары с понтонами и резервуары с плавающим крышками. Резервуары атмосферного типа применяют в основном для хранения нефтепродуктов мало испаряющихся (керосина, дизельного топлива и др.).

Легкоиспаряющихся нефтепродуктов эффективно хранить в резервуарах с плавающими крышками и понтонами или резервуары высокого давления (каплевидных, с давлением до 0,07МПа).

Горизонтальные резервуары (цистерны) используют для хранения большинства видов нефтепродуктов, и применяют в качестве расходных хранилищ.

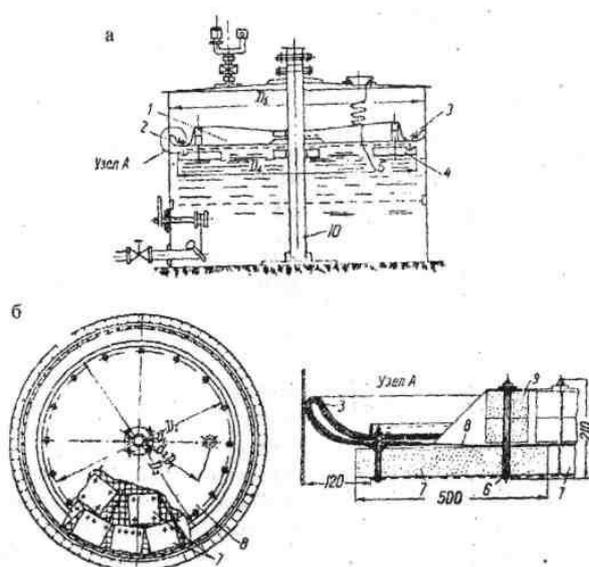
Основные размеры резервуаров – диаметр и высота.

Вертикальные цилиндрические резервуары. Резервуары низкого давления выполняют с коническим или сферическим покрытием. Резервуары с коническим покрытием сооружают объемом 100-5000м³, причем в центре резервуара устанавливают центральную стойку, на которую опирают щиты покрытия.

Резервуары со сферическим покрытием сооружают объемом 10 000, 15 000 и 20 000м³ и щиты покрытия по контуру опираются на кольцо жесткости, установленное на корпусе резервуара. Толщина листов стенки резервуара (считая снизу вверх) орт 14-16мм. Толщина листов покрытия 3мм.

При хранения вязких подогреваемых нефтепродуктов наблюдаются значительные потери тепла в атмосферу. Для уменьшения расхода тепла на подогрев нефтепродуктов и уменьшения затрат на подогревательные устройства осуществляют теплоизоляцию наружных поверхности резервуаров; пенопластовую, пенополиуретановую и др.

Плавающий понтон (рис. 8.1) применяется в резервуарах со стационарным с целью снижения потерь легкопаряющихся нефтепродуктов. Понтон, плавающий на поверхности жидкости, уменьшает площади испарения. Потери снижаются в 4-5 раз.



Понтон представляет собой диск с поплавками, которые обеспечивают его плавучесть. Между понтонами и стенкой резервуара (рис. 8.2) оставляют зазор шириной 100-300 мм во избежание заклинивания понтона (вследствие неровности стенки).

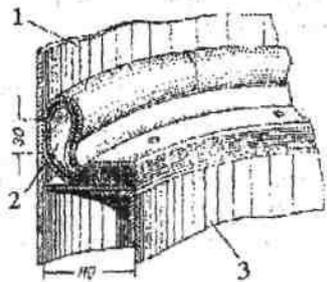


Рис. 8.2. Петлеобразный затвор

Рис. 8.1. Резервуар с герметичной крышей и пластмассовым понтоном:
а — вертикальный разрез резервуара; **б** — вид понтона в плане: **1** — понтон; **2** — корпус резервуара; **3** — петлеобразный затвор; **4** — поплавок; **5** — заземляющий провод; **6** — скоба; **7** — поплавки; **8** — ковер понтона; **9** — боковые стойки; **10** — центральная стойка

Зазор перерывается уплотняющим герметизирующим затвором.

Наибольшее применение имеет затвор из прорезиненной ткани, профиль которой имеет форму петли с внутренним заполнением петли упругим материалом. Затвор является неотъемлемой частью понтона. Без затвора работа понтона малоэффективна.

Различают металлические и пенопластовые понтоны. Понтон оснащен опорами, на которые он опирается в нижнем положении. Понтоны сооружают в резервуарах со стационарными крышами.

Резервуары плавающие с понтонной крышей (рис. 8.3) не имеют стационарного покрытия, а роль крыши у них выполняет диск из стальных листов, плавающий на поверхности жидкости. Для создания плавучести по контуру диска располагается кольцевой понтон, разделенный радиальными переборками на *герметические отсеки* (коробки). Зазор между крышей и стенкой для большей герметичности выполняют из прорезиненных лент (мембран), которые прижимаются к стенке рычажными устройствами.

Для осмотра и очистки плавающей крыши предусмотрена специальная катуная лестница. Она одним концом опирается через шарнир на верхнюю площадку резервуара, а второй концом двигается горизонтально по рельсам, уложенным на плавающей крыше. Дождевая вода, попадающая на плавающую крышу, стекает к центру крыши и через отводящую трубу выводится через слой продукта и нижнюю часть резервуара наружу в канализационную сеть.

Плавающая крыша оборудована *воздушным клапаном*, предназначенным для выпуска воздуха во время закачки нефти в резервуар при нижнем положении крыши до ее всплытия и для проникновения воздуха под плавающую крышу в нижнем ее положении во время опорожнения резервуара.

Резервуары с плавающей крышей строят преимущественно в районах с малой нагрузкой, так как скопление снега на крышах усложняет его удаление.

Резервуар с понтоном отличается от резервуара с плавающей крышей наличием стационарными кровлями и отсутствием шарнирных труб и водостоков с обратным сифоном, предназначенных для удаления воды с поверхности плавающей крыши. Резервуары с понтонами распространены в северных районах и в средней полосе; резервуары с плавающей крышей преимущественно в южных районах.

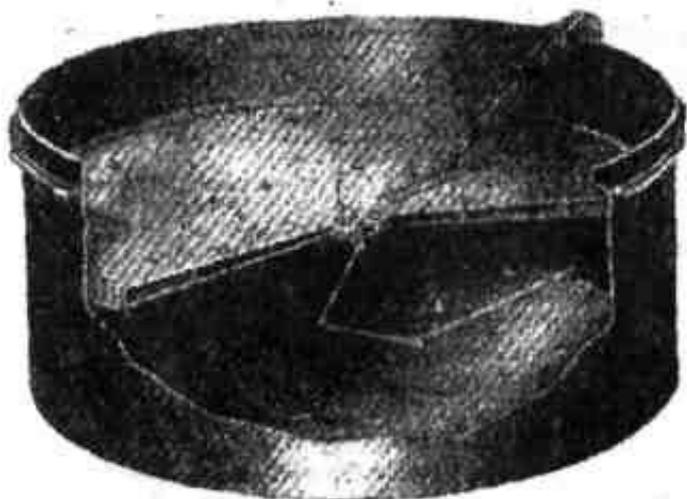


Рис.8.3.Резервуар с плавающей понтонной крышей

Каплевидные резервуары (рис.8.4) применяют для хранения легкоиспаряющихся нефтепродуктов с высокой упругостью паров. Оболочке резервуара придают очертание капли жидкости, свободно на несмачиваемой плоскости и находящейся под действием сил поверхностного натяжения. Благодаря такой форме резервуара все элементы поверхности корпуса растягиваются примерно с одинаковой силой. Это обеспечивает минимальный расход стали на изготовление резервуара.

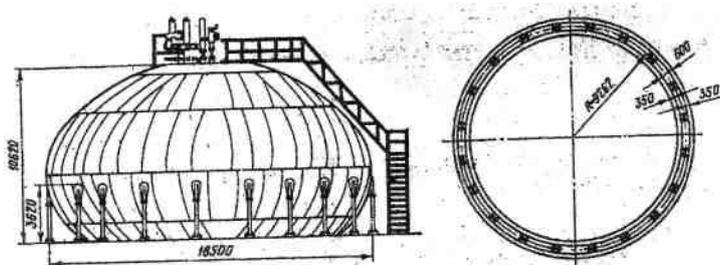


Рис. 8.4. Каплевидный резервуар с экваториальной опорой

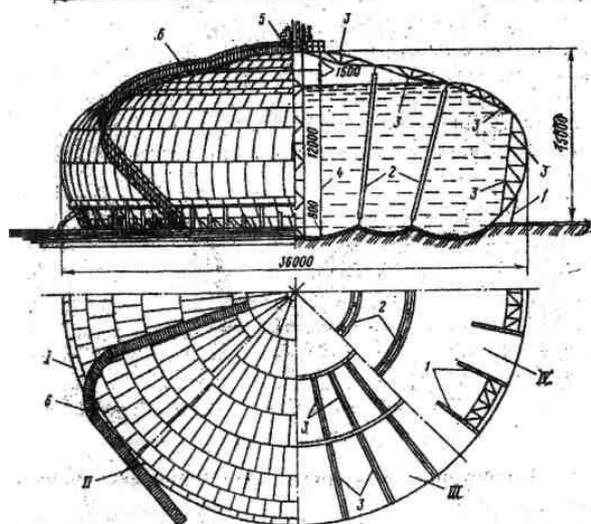


Рис. 8.5. Каплевидный резервуар с одним торкуполом:
 I — план раскроя нижней части оболочки; II — план раскроя верхней части; III — план стропил; IV — план нижних колец жесткости; 1 — опорные кольца; 2 — стойки из труб; 3 — формы и связи каркаса; 4 — центральная стойка; 5 - г- площадка с арматурой; лестница

Различают два основных типа этих резервуаров: *каплевидные гладкие и многоторовые (многоскупольные)*.

К каплевидным гладким относятся резервуары с гладким корпусом, не имеющим изломов кривой меридионального сечения (с внутренним давлением до 0,075 МПа). Резервуары, корпус которых образуется пересечением нескольких оболочек двойной кривизны, из которых они образованы, называется многоскупольными (или многоторовыми) резервуарами (до 0,37МПа) (рис. 8.5).

Каплевидные резервуары оснащены комплектом дыхательных и предохранительных клапанов, приборами замера уровня, температуры и давления, а также устройствами для слива-налива нефтепродуктов и удаления отстоя. Но эти резервуары не получили широкого распространения из-за высокой трудоемкости их изготовления и монтажа из отдельных стальных листов двойной кривизны.

Горизонтальные резервуары (рис. 8.6) в отличие от вертикальных изготавливают, как правило, на заводах и поставляют на места установки в готовом виде. Такие резервуары применяют при транспортировке и хранении нефтепродуктов в распределительных нефтебаз и в расходных хранилищах. Резервуары рассчитаны на внутреннее давление 0,07 МПа, имеют конусное или плоское днище; устанавливают над землей на опорах или под землей на глубину не более 1,2 м от поверхности земли. Область применения горизонтальных резервуаров ограничена тем, что они занимают большие площади, велика и площадь зеркала продукта.

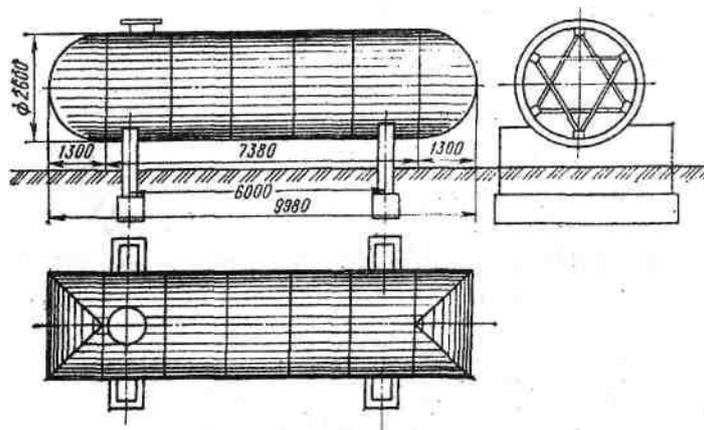


Рис.8.6. Горизонтальные резервуары

Неметаллические резервуары

Неметаллические резервуары называются такие резервуары, у которых несущие конструкции выполнены из неметаллических материалов. К ним относятся железобетонные и резервуары из резиноканевых или синтетических материалов, применяемых в качестве передвижных емкостей, а также подводные резервуары.

Железобетонные резервуары (рис. 8.7) подразделяются на резервуары для мазута, нефти и светлых нефтепродуктов. Нефть и мазут практически не оказывают химического воздействия на бетон и обладают способностью за счет своих тяжелых фракций и смол тампонировать мелкопористые материалы, поэтому не требуется специальная защита стенок, днищ и покрытия резервуаров.

При хранении масел во избежание их загрязнения внутренние поверхности резервуаров защищают различными облицовками. То же самое относится и к резервуарам для светлых нефтепродуктов, которые, обладая незначительной вязкостью, легко фильтруются через бетон.

Железобетонные резервуары обладают еще рядом преимуществ. При хранении в них подогреваемых вязких нефти медленнее происходит их остывание за счет малых теплопотерь, а при хранении легкоиспаряющихся светлых нефтепродуктов уменьшаются потери и испарения, так как резервуары при подземной установке менее подвержены солнечному облучению.

Стенки железобетонные резервуара состоят из предварительно напряженных железобетонных панелей; швы между стеновыми панелями замоноличивают бетоном. Кольцевую арматуру на стенку резервуара навивают при помощи арматурно-навивочной машины. Покрытие выполняется из сборных железобетонных предварительно напряженных ребристых плит, опирающихся на кольцевые балки.

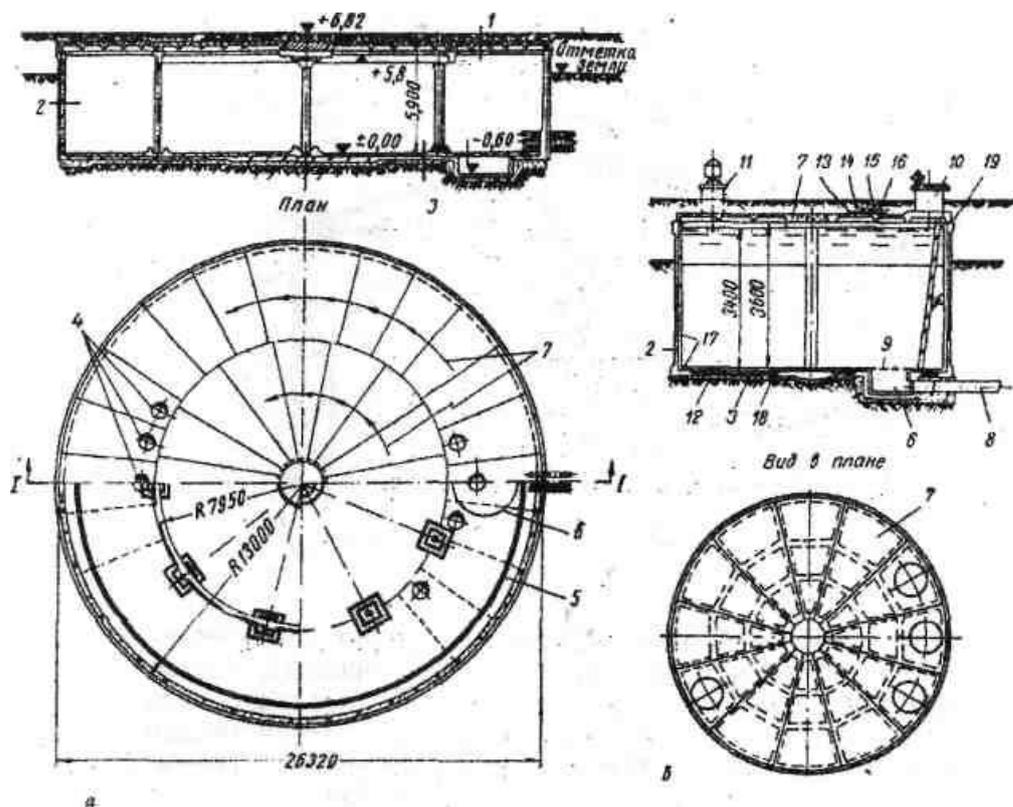


Рис. 8.7. Монолитные цилиндрические железобетонные резервуары:
 а - емкостью 3000 м³ для нефти и темных нефтепродуктов; б - емкостью 200 м³ для светлых нефтепродуктов и масел: 1 - покрытие; 2 - днище; 3 - отверстия для оборудования; 4 - днище; 5 - деформируемый шов; 6 - приямок; 7- сборные плиты покрытия; 8 - Трубопровод; 9- металлическая решетка; О - люк-лаз; 11 - блок световой; 12 - подготовка из бетона марки 75, б = 100 мм; 13 - цементная стяжка, б = 10 мм; 14 - два слоя гидро-изола на битуме марки V; 15 - жирная глина, б = 150 мм; 16 - растительный слой, б = 240 мм; 17 - металлическая облицовка; 18 - гидрофобный грунт, б = 30 мм; 19 - хлорвиниловая прокладка

Резинотканевые резервуары предназначены для хранения и транспортировки автомобильного бензина реактивного, топлива керосина, дизельного топлива, масел. Резервуары представляют собой замкнутую оболочку в виде подушки с вмонтированной в нее арматурой. Оболочка состоит из внутреннего маслобензостойкого резинового слоя, полиамидной пленки, капронового силового слоя и наружного атмосферостойкого резинового слоя.

Подводные резервуары представляют собой емкости (рис. 8.8), погруженные в воду. Принцип подводного хранения нефтепродуктов основан на том, что плотность меньше плотности воды, и они практически не смешиваются. Поэтому многие конструкции резервуаров запроектированы без днища в виде колокола. Продукт здесь хранится на водяной подушке. По мере откачивания продукт резервуар заполняется водой. В резервуар продукт закачивается под давлением насосами, а забирают его под давлением столба воды, находящихся над резервуаром.

При степени погружения в воду подводные резервуары делятся на донные - стационарными и плавающие – переменной плавучести. Подводные резервуары бывают железобетонные, из эластичных синтетических или резиноканевых материалов, а также металлические

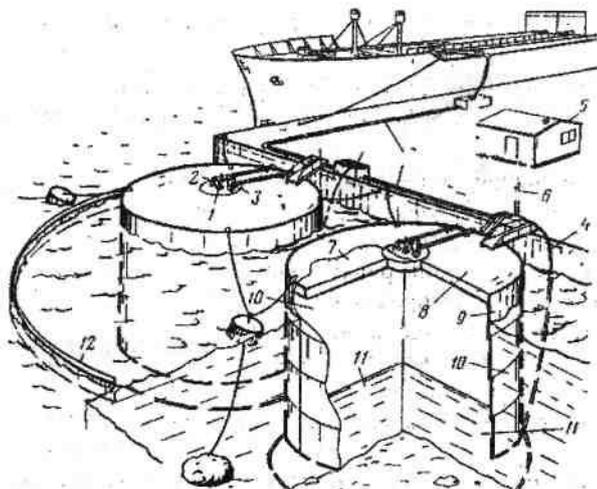


Рис. 8.8. Подводный резервуар переменной плавучести:

1—патрубок для отвода воздуха; 2 — трубопровод для залива нефтепродуктов; 3—насос; 4 — шланг для подачи сжатого воздуха; 5 — насосная; 6 — нефтепродуктопровод; 7 — плавающая кровля; 8 — крыша; 9 — обечайка; 10 — нефтепродукт; 11 — водная подушка; 12—защити

Оборудование резервуаров

Оборудование резервуаров имеет своим назначением обеспечивать правильную и безопасную эксплуатацию резервуаров, в частности:

- 1) Наполнение и опорожнение резервуаров;
- 2) Замер уровня нефтепродуктов;
- 3) Отбор проб нефтепродуктов;
- 4) Зачистку и ремонт резервуаров;
- 5) Подогрев нефтепродуктов;
- 6) Отстой нефтепродуктов;
- 7) Удаление подтоварной воды;
- 8) Поддержание давления.

На резервуарах устанавливают (рис. 8.9) следующее оборудование.

Люки: люк-лаз располагается в нижнем поясе резервуара, предназначен для внутреннего осмотра, ремонта и очистки резервуара; люк световой устанавливается на крыше резервуара и служат для проветривания и освещения резервуара; люк замерный – для контрольного замера уровня жидкости и взятия проб.

Хлопушка (рис. 8.10) устанавливается внутри резервуара на приемораздаточном патрубке. Служат для налива и слива нефтепродукта для дополнительной защиты от возможной утечки нефтепродукта из резервуара при неисправном трубопроводе. Хлопушка состоит из корпуса с наклонным срезом или плотно прилегающей к нему крышкой, соединенной с корпусом рычажным механизмом. При наполнении резервуара струя нефтепродукта силой давления приподнимает крышку хлопушки. При остановке перекачки крышка хлопушки

под действием собственного веса опускается на свое место, закрывая трубу. При выдаче нефтепродукта из резервуара крышки хлопушки открывается принудительно при помощи вращающегося барабана с наматывающимся на него тросом. При дистанционном управлении перекачкой на резервуарах устанавливает электроприводные механизмы для открывания хлопушки.

Хлопушки большого диаметра при заполненном резервуаре открывается с трудом, так как приходится все столба нефтепродукта, давящего на крышку хлопушки. Чтобы облегчить открывание хлопушки, устанавливают перепускные трубы (или перепускные крышки) для выравнивания давления до и после хлопушки.

На основной крышке смонтирована перепускная крышка, закрывающая перепускные отверстие. Когда перепускное отверстие открыто, через него в трубное пространство между задвижкой и хлопушкой проходит нефтепродукт, что позволяет разгрузить основную крышку перед ее открытием. На перепускной крышке закреплен трос, при помощи которого перепускная крышка последовательно открывается. Герметичность хлопушки достигается за счет гидростатического давления жидкости на крышку.

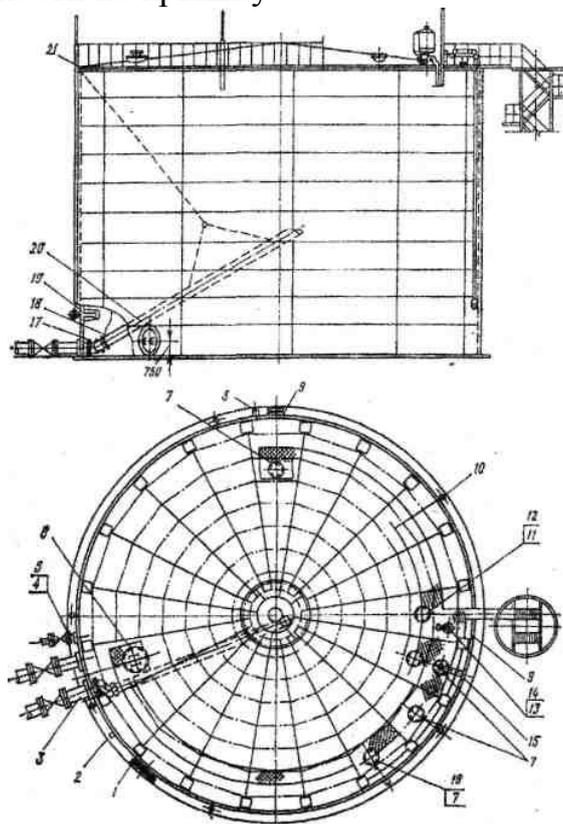


Рис. 8.9. Схема размещения оборудования на резервуарах темных нефтепродуктов:
 1 — люк-лаз овальный размером 600x900 мм; 2 — ртутный термометр; 3 — патрубок приемо-раздаточный; 4 — патрубок для зачистки; 5 — задвижка; 6 — люк монтажный;
 7 — люк световой ЛЩ-200; 8 — кран сифонный СК-80; 9 — люк-лаз в первом поясе стенки; 10 — мол-ниеприемник; 11 — патрубок монтажный; 12 — патрубок вентиляционный; 13 — патрубок замерного люка; 14 — люк замерный; 15 — указатель уровня; 16 — пробоотборник сниженный; 17 — фланец; 18 — трос; 19 - лебедка; 20 — труба; 21 — шарнир

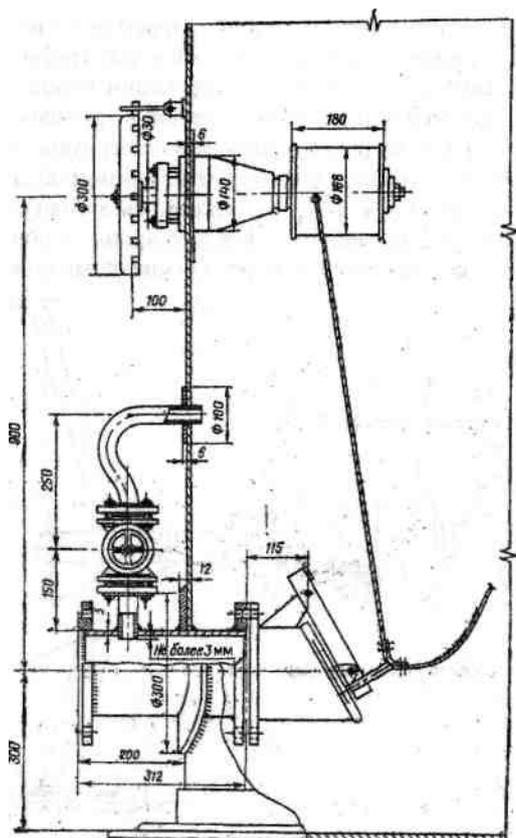


Рис. 8.10 Приемо-раздаточное устройство с хлопушкой, перепускным устройством и механизмом управления хлопушкой.

Патрубок приемо-раздаточный монтируется в нижнем поясе резервуара. С внешней стороны к нему присоединяется задвижка, а на внутреннем конце, внутри резервуара, устанавливается хлопушка. Через патрубок осуществляется прием в резервуар или выдача из него нефтепродуктов.

Сифонный водоспускный кран (рис. 8.11) предназначен для выпуска подтоварной воды из резервуара. Он состоит из трубы с изогнутым отводом 6, находящимся внутри резервуара; сальника 5, через который проходит труба, и из муфтового крана 3, смонтированного на втором конце трубы. Во избежание образования воронки во время выпуска подтоварной воды на конце сифонной трубы приваривают козырек 7. Поворот трубы осуществляется рукояткой 2.

При рабочем положении отвод открытым концом обращен книзу и давлением столба нефтепродукта вода, скопившаяся на дне, будет вытесняться из резервуара. В положении промывки продуктом отвод открытым концом обращен вверх; При нерабочем положении продольная ось отвода расположена горизонтально. Для защиты сифонного крана от повреждений и атмосферных осадков предусмотрен специальный кожух 4.

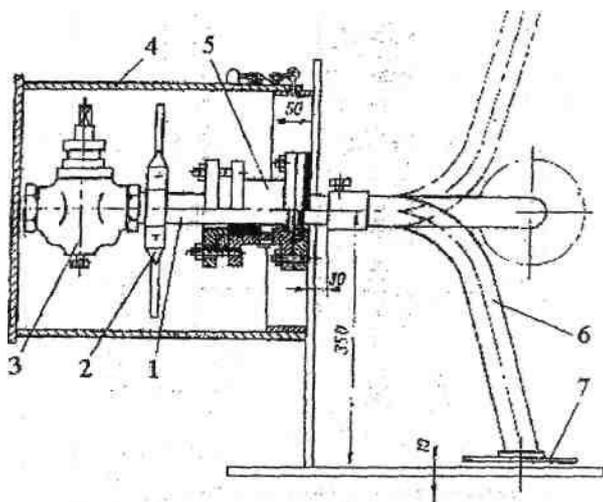


Рис. 8.11. Кран сифонный СК-80

Уровнемер. Принцип действия основан на передаче величины вертикального перемещения поплавка с помощью стальной ленты на счетчик барабанного типа, установленного в смотровой коробке блока. Показания счетчика соответствует уровню нефтепродукта в резервуаре. Для герметизации ленту пропускают через угловые коробки.

Пробоотборник (рис. 8.12) предназначен для полуавтоматического отбора средних проб по всей высоте резервуара через специальные клапаны.

Пробоотборник состоит из колонных трубок, соединенных клапанными узлами. Клапанный узел представляет собой тройник, внутри которого располо-

жен сифон. Внутренние полости сифонов сообщаются между собой общей пневмолинией. В пробоотборных трубках находится столб нефтепродукта, состав которого идентичен столбу нефтепродукта в резервуаре. Это столб представляет собой среднюю пробу нефтепродукта хранящегося в резервуаре.

При отборе пробы в пневмолинии при помощи насоса создается давление 0,2Мпа. Под этим давлением клапаны закрываются, и внутренняя полость пробоотборных труб изолируется от нефтепродукта, находящегося в резервуаре. Открытием крана проба из пробоотборных трубок сливается в сосуды.

После отбора пробы открытием вентиля сбрасывается давление воздуха в воздушной линии, и пробоотборник снова подготовлен к отбору пробы.

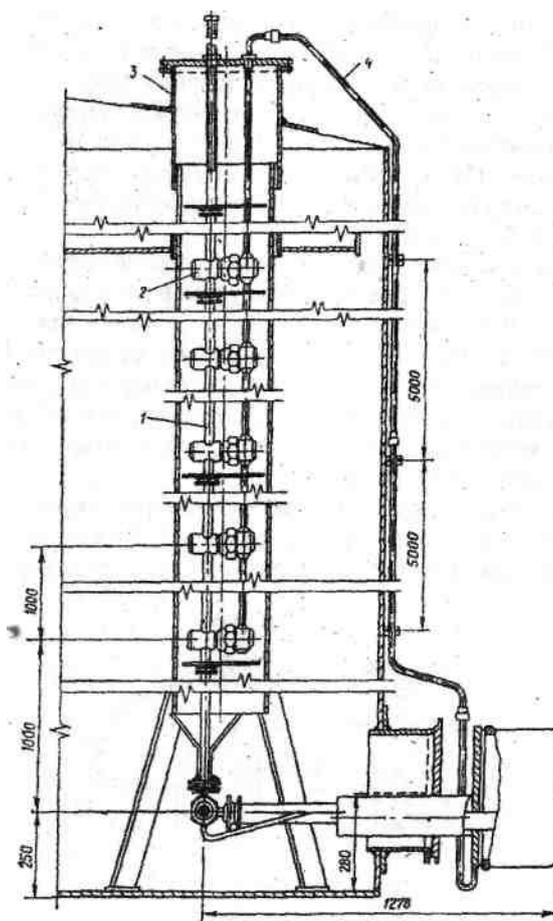


Рис. 8.12. Пробоотборник сниженный типа ПСР:
 1 — пробоотборная колонка; 2 — клапанные узлы; 3 — верхний люк;
 4 — воздушная труба

Дыхательный клапан (рис. 8.13) предназначен для регулирования давления паров нефтепродуктов в резервуаре в процессе закачки или выкачки нефтепродуктов, а также при колебании температуры. При повышении давления в резервуаре клапан выпускает паровоздушную смесь, приподнимая тарелку давления 2, а при разрежения выпускается в резервуар атмосферный воздух через тарелку вакуума 1.

Для надежной работы клапана при отрицательных температурах направляющий стержень снабжают фторопластовой оболочкой квадратного сечения, а уплотнительную поверхность тарелок клапана обтягивают фторопластовой

пленкой, которая может деформироваться, предотвращая образование льда. При повышенной пропускной способности применяют *непромерзающие мембранные дыхательные клапаны*, рассчитанные до 100Па.

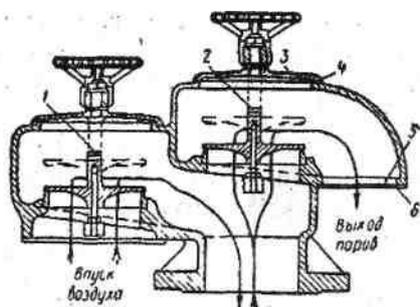


Рис. 8.5, Дыхательный (механический) клапан:
 1 — клапан вакуума; 2 — клапан давления;
 3 — крышка; 4 — прокладка;
 5 — сетка; 6 — обойма сетки

Огневой предохранитель (рис. 8.14) устанавливают между резервуаром и дыхательным или предохранительным клапаном. Он предназначен для защиты резервуара от проникновения огня в газовое пространство через дыхательную аппаратуру, предохраняя этим самым нефть от вспышки или взрыва. Принцип действия огневого предохранителя основан на задержке пламени кассетой, размещенной внутри корпуса. Кассета состоит из пакета чередующихся гофрированных и плоских пластин, образующих каналы малого диаметра. Пламя, попадая в каналы малого сечения, дробится на отдельные мелкие потоки. Поверхность соприкосновения пламени с предохранителем увеличивается, возрастает теплоотдача стенкам каналов, и пламя гаснет.

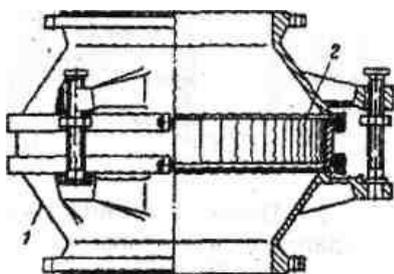


Рис. 8.14. Огневой предохранитель ОП-1:
 1 — корпус; 2 — гофрированная кассета

Предохранительный клапан (рис. 8.15) устанавливает на крыше резервуара на случай, если не сработает дыхательный клапан. Применяют обычно с гидравлическим затвором. При повышенной давления резервуаре газ из него выходит через клапан в атмосферу, а при вакууме атмосферный воздух через клапан поступает в резервуар. Клапан действует следующим образом: при давлении внутри резервуара выше расчетного пары нефтепродукта внутри клапана давят на поверхность масла, залитого в клапан, постепенно, с повышением давления, вытесняют его за перегородку. Нижняя часть перегородки выполнена для создания более спокойного прохода газовой смеси или воздуха, что способствует плавной работе клапана.

Уровень масла в пространстве между стенкой корпуса клапан и перегородкой колпака повышается до момента достижения парами нефтепродуктов впадин зубьев на перегородке и начала прорыва их через слой масла из клапана. При вакууме внутри резервуара клапан действует в обратном направлении до начала проникновения атмосферного воздуха внутрь резервуара через впадины зубцов перегородки.

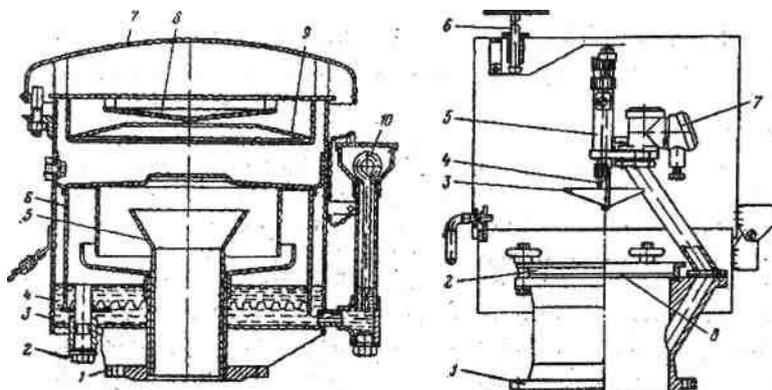


Рис. 8.15. Предохранительный гидравлический клапан типа КПС
 1-приемный патрубок; 2-пробка; 3-корпус; 4-масло; 5-насадка; 6-колпак; 7-крышка;
 8-корпус; 9-перегородка; 10-указатель уровня масла

Рис. 8.16. Предохранительный клапан КПР-2: тельный клапан КПР-2: 1 — фланец корпуса; 2 — кольцо; 3 — нож; 4 — нить; 5 — блок-манометр; 3-корпус; 4-масло; 5-насадка; 6 — визуальный указатель срабатывания клапана; 7 — взрывобезопасный выключатель; 8 — мембрана

Предохранительный мембранный (разрывной) клапан (рис. 8.16) имеет то же назначение, что и гидравлический предохранительный клапан отличается от него тем, что гидравлического затвора в нем установлена мембрана. При чрезмерном повышении давления или увеличении вакуума при отказе в работе дыхательного клапана мембрана разрывается.

Пеногенератор (рис. 8.17) предназначен для подачи пены тушения пожара в резервуаре. Пено вводится в резервуар через пенокамеры 3, монтируемые в верхнем поясе резервуара 2 (рис. 8.17).

Пено разрывает мембрану 2, из промасленного картона или листового свинца, поступает на поверхность нефтепродукта и прекращает горение. Обычно устанавливает 3-5 пеногенератор. Пеногенератор устанавливает на стальных вертикальных резервуарах объемом 5 000м³ и выше. Пено подается в резервуары со стационарной крышей из расчета покрытия пеной всей площади зеркала продукта, а в резервуары с плавающей и металлической диафрагмой плавающей крыши. При хранении нефтепродуктов на отпускных трубопроводах внутри резервуара устанавливает подъемные трубы. Они позволяют забирать нефтепродукт из верхних слоев резервуара, где он имеет наибольшую температуру и наиболее чист. Подъемные трубы поворачивается на шарнирах. Если поднять лебедкой конец трубы выше уровня нефтепродукта, предотвращаются утечки из резервуара, т.е. подъемная труба выполняет роль хлопушки.

В верхней точке кровли резервуара устанавливается вентиляционный патрубок для сообщения газового пространства резервуара с атмосферой (рис. 8.118).

Поперечные сечения патрубка затянуто сеткой с размером ячейки 0,5-0,7мм. Сверху патрубок закрыт съемным колпаком. Диаметр вентиляционного патрубка 150-250мм

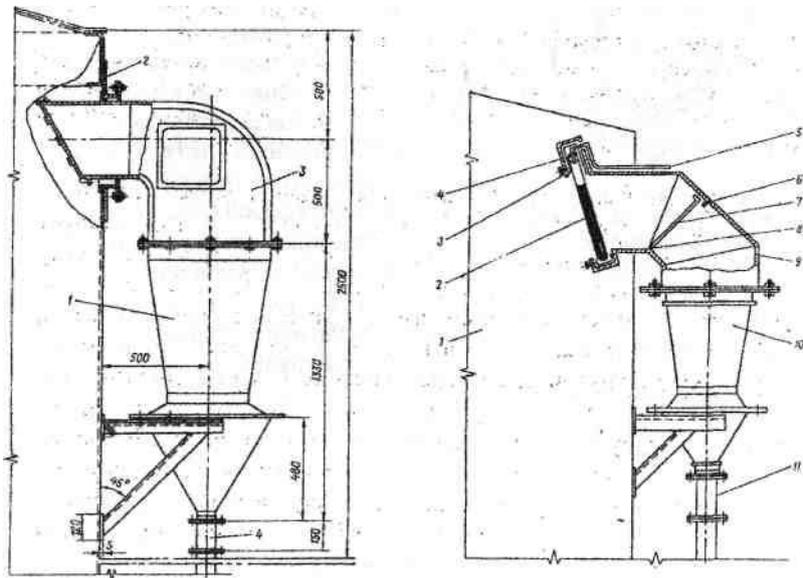


Рис. 8.17. Пеногенератор:

а — пеногенератор с пенокамерой: 1 — пеногенератор; 2 — стенка резервуара; 3 — пенокамера; 4 — пенопровод; б — устройство для подачи огне-тушащего средства: 1 — резервуар; 2 — хрупкий сосуд; 3 — герметизирующая прокладка; 4 — пробка; S — трубка побудительного элемента; б — ограничитель; 7 — ударный элемент; 8 — шарнир; 9 — корпус пенокамеры; 10 — пеногенератор; 11 — пенопровод

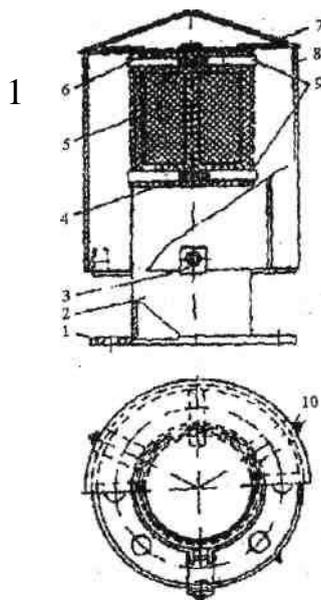


Рис. 8.18. Вентиляционный патрубок:

1 — опорный фланец; 2 — труба; 3 — лапа; 4,10 — болты; 5 — сетка; 6 — крышка трубы; 7 — крышка колпака; 8 — обечайка колпака; 9 — хомуты

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются резервуары для хранения нефти и нефтепродуктов?
2. Дайте классификацию стальных резервуаров для хранения нефти и нефтепродуктов.
3. Дайте характеристику стальных вертикальных и горизонтальных цилиндрических резервуаров.
4. Дайте характеристику стальных сфероидальных резервуаров.
5. Дайте краткую характеристику стальных резервуаров специальных конструкций.
6. Дайте краткую характеристику железобетонных резервуаров.
7. Каково оборудование резервуаров для хранения светлых нефтепродуктов? Изобразите схему резервуара и изобразите оборудование.
8. Дайте краткую характеристику световых люков, вентиляционных патрубков и огневых предохранителей резервуаров для хранения светлых нефтепродуктов.
9. Дайте характеристику дыхательных клапанов, замерных люков и уровнемеров резервуаров для хранения светлых нефтепродуктов.
10. Дайте краткую характеристику люков-лазов, сифонных кранов и хлопушки резервуаров для хранения светлых нефтепродуктов.
11. Дайте характеристику приемо-раздаточных патрубков, лестниц и замерных площадок резервуаров для хранения нефтепродуктов.
12. Как классифицируются подогреватели темных нефтепродуктов?
13. Дайте характеристику подогревателей темных нефтепродуктов.

ТЕМА 9. ТРУБОПРОВОДНАЯ АРМАТУРА

Арматура — неотъемлемая часть любого трубопровода. Трубопроводная арматура представляет собой устройства, предназначенные для управления потоками жидкостей или газов, транспортируемых по трубопроводам.

Как известно, любой магистральный трубопровод состоит из линейной части, перекачивающих (газокомпрессорных или насосных) и распределительных станций, предназначенных для направления транспортируемой среды потребителям.

На магистральных трубопроводах по характеру работы различают арматуру линейной части и обслуживающую перекачивающие и распределительные станции.

Запорная арматура линейной части трубопроводов, устанавливаемая через каждые 25 — 30 км, предназначена в основном для отсекаания участка трубопроводов при аварии или ремонтных работах. Практически арматура линейной части срабатывает редко (несколько раз в год). На перекачивающих и распределительных станциях арматура предназначена для оперативных переключений, обеспечивающих основные технологические процессы, а также отключений отдельных участков при ремонте.

Кроме того, на технологических трубопроводах химических и нефтехимических производств арматура эксплуатируется весьма интенсивно: в некоторых технологических процессах цикл открытие - закрытие совершается не-

сколько раз в минуту. В некоторых процессах арматура подвергается значительным вибрациям, действию высоких и низких температур. Диапазоны температур, давлений, вязкостей, химической активности и других свойств перекачиваемых сред, на которых работает арматура, непрерывно расширяются. Все это создает известные трудности при конструировании арматуры, а также при подборе готовых конструкций применительно к конкретным рабочим условиям.

Разнообразные условия, при которых работает арматура, специфичность требований, предъявляемых к ней, вопросы надежности и долговечности, большое число конструкций затрудняют выбор арматуры для тех или иных конкретных условий работы. Правильный выбор того или иного конструктивного типа арматуры в значительной степени предопределяет безаварийную работу как отдельных технологических производств в целом, так и трубопроводов, в частности.

В настоящее время потребители трубопроводной арматуры и приводов затрачивают значительные средства на организацию входного контроля и ремонта трубопроводной арматуры и приводов. Эти меры позволяют значительно сократить объемы использования непригодной к эксплуатации продукции. Однако этот выход является не самым рациональным, поскольку контроль качества происходит после приобретения продукции.

9.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

9.1.1. Основные термины и определения

Под термином «**трубопроводная арматура**» понимают устройство, устанавливаемое на трубопроводах, агрегатах, сосудах и предназначенное для управления (отключения, регулирования смешивания, фазоразделения) потоками рабочих сред (жидкой, газообразной, газожидкостной, порошкообразной, суспензии и т.п.) путем изменения площади проходного сечения.

Трубопроводная арматура характеризуется двумя главными параметрами:

- условным проходом (номинальный размер)
- условным (номинальным) давлением.

Условный проход (номинальный размер) D_y или D_n трубопроводной арматуры — это номинальный внутренний диаметр присоединяемого к арматуре трубопровода в мм. Размеры условных проходов должны соответствовать числам параметрического ряда, устанавливаемого ГОСТ 28338-89 (всего 49 показателей от 3 до 4000мм).

Условное (номинальное) давление (P_y или P_n) — избыточное наибольшее рабочее давление при температуре рабочей среды 20°C, при котором обеспечивается заданный срок службы соединений трубопроводов и арматуры, имеющих определенные размеры, обоснованные расчетом на прочность при выбранных материалах и характеристиках их прочности при температуре 20°C.

ГОСТ 26349-84 определяет параметрический ряд номинальных давлений, состоящих из 26 параметров от 0,1 до 800 кгс/см² (от 0,01 до 80 МПа).

В отличие от условного давления **рабочее давление** — это наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается заданный режим эксплуатации арматуры, то есть при заданной рабочей температуре.

Наряду с перечисленными главными понятиями в арматуростроении наиболее часто применяются следующие термины, отражающие специфические элементы, объекты и параметры выпускаемых изделий.

Таблица 9.1 Значения условных проходов по ГОСТ 28338-89

Условный проход, мм			
3	40	300	1600
4	50	350	1800
5	63*	400	2000
6	65	450"	2200
8	80	500	2400
10	100	600	2600"
12	125	700	2800
15	150	800	3000
16*	160*	900"	3200"
20	175"	1000	3400
25	200	1200	3600"
32	250	1400	3800"
			4000

* - допускается для гидравлических и пневматических устройств " ** - не допускается для арматуры общего назначения

Тип арматуры — классификационная единица, характеризующая взаимодействие подвижного элемента затвора (запирающего органа) с потоком рабочей среды и определяющая основные конструкционные особенности трубопроводной арматуры. Например, задвижка, клапан, и т.д.

Вид арматуры — классификационная единица, характеризующая назначение трубопроводной арматуры. Например, запорная, регулирующая и т.п.

Типоразмер арматуры — конструкция трубопроводной арматуры, регламентированная условным проходом и условным давлением и имеющая обозначение группового основного конструкторского документа (основного исполнения изделия).

Исполнение арматуры — конструкция одного из типов трубопроводной арматуры, регламентированная, кроме условного прохода и условного давления, переменными данными: материалом основных деталей, присоединением к трубопроводу, видом управления и др., о чем информация содержится в одном групповом или базовом конструкторском документе. Исполнение соответствует конкретному коду ОКП.

Рабочая среда — газообразное (пар), жидкое или сыпучее вещество, в некоторых случаях двухфазное, перемещаемое по трубопроводу, обслуживаемому арматурой.

Внешняя (окружающая) среда — атмосферный воздух или другой газ, окружающий арматуру.

Управляющая среда — жидкость или газ (пар), используемые в качестве рабочего тела в приводах арматуры.

Командная среда — жидкость или газ, используемые для передачи командных сигналов в привод арматуры.

Давление абсолютное (P_{ABC}) — давление, измеренное с учетом атмосферного давления.

Давление избыточное (P) — давление, измеренное без учета действия атмосферного давления — за нуль отсчета принимается атмосферное давление (P_A), $P = P_{ABC} - P_A$, При $P_{ABC} > P_A$ давление P называется также манометрическим.

Вакуум (W) — положительная разность между атмосферным давлением и абсолютным — $W = P_A - P_{ABC}$ (когда $P_A > P_{ABC}$). В инженерных расчетах обычно принимается $P_A = 0,1 \text{ МПа} = 1 \text{ кгс/см}^2$.

Давление пробное ($P_{пр}$) — избыточное давление, при котором должно производиться гидравлическое испытание арматуры на прочность и плотность водой при температуре не менее $5 \text{ }^\circ\text{C}$ и не более $70 \text{ }^\circ\text{C}$, если в нормативно-технической документации не указано конкретное значение этой температуры.

Рабочая температура (T_p) — максимальная температура рабочей среды, действующая при нормальном ходе технологического процесса без учета случайных кратковременных повышений.

Строительная длина арматуры (L) — линейный размер арматуры между наружными торцевыми плоскостями ее присоединительных частей (фланцев, муфт, штуцеров, ниппелей, патрубков под приварку).

Строительная высота арматуры (H) — расстояние от оси проходных патрубков корпуса арматуры до наивысшей точки конструкции (шпинделя или привода) при открытом положении изделия.

Протечка (утечка) — процесс прохождения газа или жидкости через поры, трещины, рыхлости г. материале детали или через зазор между деталями арматуры.

Герметичность — свойство соединения (разъемного, неразъемного с подвижным или неподвижным контактом) препятствовать возникновению протечки.

Непроницаемость — свойство материала детали, характеризующееся отсутствием трещин, рыхлостей, газовых включений, через которые может возникнуть протечка.

Надежность — комплексное свойство в зависимости от назначения арматуры может включать такие требования, как безотказность в работе, долговечность деталей, узлов и систем, ремонтпригодность конструкций и деталей, сохранность в условиях эксплуатации, складского хранения и транспортировки. Эти требования могут рассматриваться в отдельности или входить в виде определенного сочетания в оценку надежности арматуры или ее отдельных узлов и деталей.

Длительная прочность — способность материала детали сохранять прочность при длительном действии в нем напряжений (особо важно при высоких температурах).

Цикловая прочность — способность материала детали сохранять прочность при периодическом возникновении в нем напряжений.

Термоудар — внезапное действие на металл высокой температуры (при внезапном поступлении в арматуру высоко нагретой жидкости).

Термоцикловая прочность — свойство материала сохранять прочность при воздействии термоударов.

Условные обозначения запорной арматуры разработанные «Центральным конструкторским бюро арматуростроения» (ЦКБА) представлены на рис. 1.1.

9.2. Назначение и классификация арматуры по признакам

Чтобы представить все многообразие исполнений и модификаций трубопроводной арматуры, ее можно классифицировать по следующим основным признакам:

1. По области применения.

- **Промышленная трубопроводная арматура общего назначения** используется в различных отраслях народного хозяйства. Изготавливается она серийно в больших количествах и предназначается для сред с часто применяемыми значениями давлений и температуры. Этой арматурой оснащаются водопроводы, паропроводы, городские газопроводы системы отопления и т.д.

- **Промышленная трубопроводная арматура для особых условий работы** предназначается для эксплуатации при относительно высоких давлениях и температурах, при низких температурах, на коррозионных, токсичных, радиоактивных, вязких, абразивных, и сыпучих средах. К этой арматуре относятся: энергетическая, арматура высоких энергетических параметров; криогенная, коррозионностойкая; фонтанная, арматура с обогревом, арматура для абразивных гидросмесей и для сыпучих материалов.

- **Специальная арматура** разрабатывается и изготавливается по отдельным заказам на основании особых технических требований. Часто такая арматура изготавливается, например, для экспериментальных или уникальных промышленных установок.

- **Судовая арматура** выпускается для работы в специфических условиях эксплуатации ее на судах речного и морского флота с учетом промышленных требований в отношении минимальной массы, вибростойкости, повышенной надежности, особых условий управления и эксплуатации.

- **Сантехнической арматурой** оснащаются различные бытовые устройства: газовые плиты, ваннные установки, кухонные раковины и др. Изготавливается эта арматура в больших количествах на специализированных предприятиях, имеет небольшие проходные диаметры и в своем большинстве управляется вручную, за исключением регуляторов давления и предохранительных клапанов для газа.

2. По функциональному назначению (виду).

- **Запорная арматура** предназначена для полного перекрытия рабочей среды в трубопроводе и пуска среды в зависимости от требования технологического процесса. Основное назначение запорной арматуры - перекрывать поток рабочей среды по трубопроводу и снова пускать среду в зависимости от требований технологического процесса, обслуживаемого данным трубопроводом, обеспечивая герметичность, как в затворе, так и по отношению к внешней среде. Запорная арматура по количеству применяемых единиц составляет 80% всей арматуры.

- **Регулирующая арматура** предназначена для регулирования параметров рабочей среды посредством изменения ее расхода. К ней относятся: регулирующие клапаны, регуляторы давления, регуляторы уровня жидкости, дросселирующая арматура и т.п.
- **Распределительно-смесительная (трехходовая или многоходовая) арматура** предназначена для распределения рабочей среды по определенным направлениям или для смешения потоков среды. Сюда относятся распределительные клапаны и краны.
- **Предохранительная арматура** предназначена для автоматической защиты оборудования и трубопроводов от недопустимого давления посредством сброса избытка рабочей среды. Сюда относятся- предохранительные клапаны, импульсные предохранительные устройства, мембранные разрывные устройства, перепускные клапаны.
- **Защитная арматура** предназначена для автоматической защиты оборудования и трубопроводов от недопустимых или предусмотренных технологическим процессом изменении параметров или направления потока рабочей среды и для отключения потока без выброса рабочей среды из технологической системы. Сюда относятся: обратные клапаны, отключающие клапаны.
- **Фазоразделительная арматура** предназначена для автоматического разделения рабочих сред от фазы и состояния. Сюда относятся: конденсатоотводчики, воздухоотводчики и маслоотделители.

3. По конструктивным типам.

Задвижка — трубопроводная арматура, в которой запирающий элемент перемещается возврати о-поступательно перпендикулярно направлению потока рабочей среды. Используется преимущественно Б качестве запорной арматуры: запирающий элемент находится в крайних положениях "открыто" и "закрыто". На рис. 1, 2 представлены общий вид и конструкция задвижки.

Вентиль — трубопроводная арматура, в которой запирающий или регулирующий элемент перемещается возвратно-поступательно параллельно оси потока рабочей среды в седле корпуса арматуры. На рис. 3, 4 представлен общий вид и конструкция вентилля.

Кран — трубопроводная арматура, в которой запирающий или регулирующий элемент имеет форму тела вращения или его части; поворачивается вокруг своей оси, перпендикулярно расположенной по отношению к направлению потока рабочей среды. На рис. 5, 6 представлен общий вид и конструкция крана.

Затвор — совокупность подвижной (золотник, диск, клин, шибер, плунжер и др.) и неподвижной частей запирающего или регулирующего элемента арматуры, изменяющая площадь проходного сечения.

Затвор (затвор дисковый) — трубопроводная арматура, в которой запирающий или регулирующий элемент имеет форму диска и поворачивается вокруг оси, перпендикулярной к оси трубопровода. На рис. 7, 8 представлен общий вид и конструкция затвора дискового.

Запорный клапан — это вид трубопроводной арматуры, предназначенный для перекрытия потока рабочей среды.

4. В зависимости от условного давления рабочей среды.

- вакуумная (давление среды ниже 0,1 МПа (1 кгс/см²) абс.);
- низкого давления (от 0 до 1,6 МПа (от 0 до 16 кгс/см²) избыт.);
- среднего давления (от 1,6 до 6,4 МПа (от 16 до 64 кгс/см²));
- высокого давления (от 10,0 до 100,0 МПа (от 100 до 1000 кгс/см²));
- сверхвысокого давления (от 100,0 МПа (от 1000 кгс/см²)).



Рис. 9.1. Общий вид клиновой задвижки ALV с проходом D_y 6-1000 мм

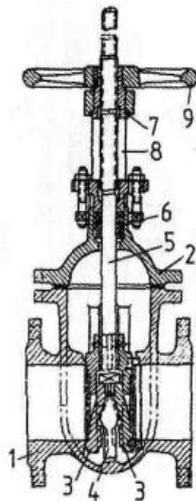


Рис. 9.2. Задвижка с проходом D_y до 400 мм для жидкости и пара при температуре до 225 °С и давлении до 1 МПа: 1 - корпус; 2 - крышка; 3 - диск; 4 - клин; 5 - шпindelь; 6 - сальник; 7 - втулка; 8 - кронштейн; 9 - маховик

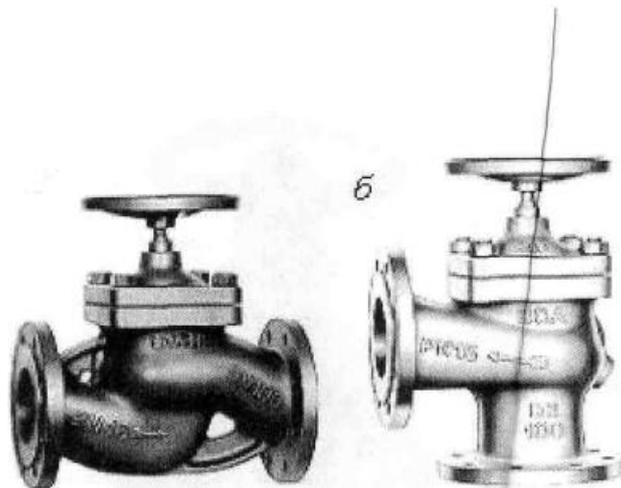


Рис. 9.3 Общий вид вентиля:

- а) — без изменения направления движения рабочей среды;
 б) — с изменением направления рабочей среды на 90°

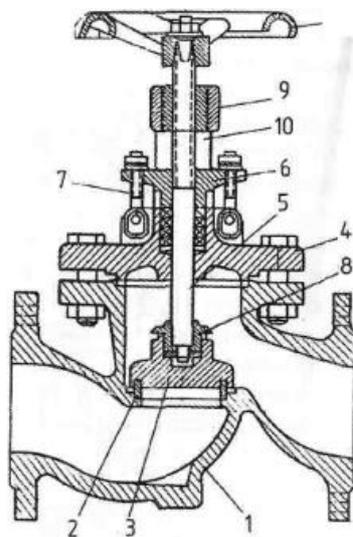


Рис. 9.4. Вентиль с проходом D_y 100, 125, 150 и 200 мм, применяемый на трубопроводах для воды и пара при температуре до 225 °С и давлении до 1,6 МПа:

- 1 - чугунный литой корпус; 2-уплотнительное кольцо; 3-золотник; 4-крышка; 5 - шпindelь; 6, 8, 9-втулка; 7-болт; 10-кронштейн; 11 — маховик



Рис. 9.5. Общий вид шарового крана AL 18 с проходом D_y 50 – 1200мм

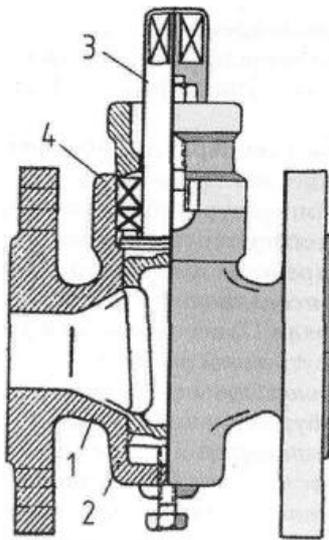


Рис. 9.6. Кран с проходом D_y 40, 50 и 70 мм, применяемый на средах температурой до 100 °С и давлением до 1 МПа:
1 - корпус; 2 - пробка; 3 - шпindelь; 4 - сальник



Рис. 9.7. Затвор дисковый DE 16 с проходом D_y 25-200 мм и давлением до 1,6МПа

5. По температурному режиму.

- криогенная (рабочие температуры ниже минус 153 °С);
- для холодильной техники (рабочие температуры от минус 153 до минус 70 °С);
- для пониженных температур (рабочие температуры от минус 70 до минус 30 °С);
- для средних температур (рабочие температуры до 455 °С);
- для высоких температур (рабочие температуры до 600 °С);
- жаропрочная (рабочие температуры свыше 600 °С).

6. По способу присоединения к трубопроводу.

Арматура муфтовая. Присоединяется к трубопроводу или емкости с помощью муфт с внутренней резьбой.

Арматура цапковая. Присоединяется к трубопроводу или емкости на наружной резьбе буртиком под управление.

Арматура под приварку. Присоединяется к трубопроводу или емкости с помощью сварки. Преимуществами являются полная и надежная герметичность

соединения, минимум обслуживания. Недостаток - повышенная сложность демонтажа и замены арматуры.

Арматура фланцевая. Присоединяется к трубопроводу или емкости с помощью фланцев. Преимуществом является возможность многократного монтажа и демонтажа на трубопроводе, хорошая герметичность стыков и удобство их подтяжки, большая прочность и применимость для широкого диапазона давления и проходов. Недостатки 4- возможность ослабления затяжки и потеря герметичности со временем, большие габаритные размеры и масса.

Арматура штуцерная. Присоединяется к трубопроводу или емкости с помощью штуцера (ниппеля).

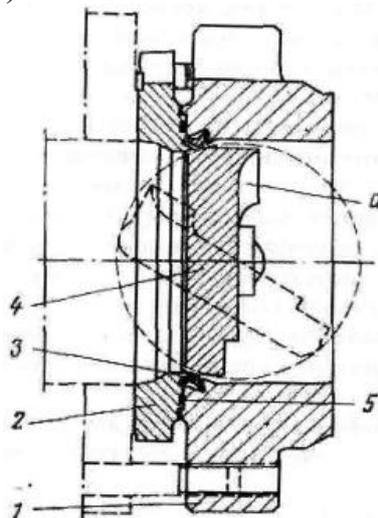


Рис. 9.8. Дисковый затвор с эластичным уплотнительным кольцом в корпусе:
1 - корпус; 2 - прижимной фланец; 3 - уплотнительное кольцо; 4 - диск; 5 - резиновое уплотнительное кольцо круглого сечения

7. По способу герметизации.

Арматура сальниковая. Герметизация штока или шпинделя относительно внешней среды обеспечивается эластичным элементом, находящимся в контакте с подвижным штоком (шпинделем) под натяжкой, исключающей протечку рабочей среды,

Арматура мембранная. В качестве чувствительного элемента применена мембрана. Она может выполнять функции уплотнения корпусных деталей, подвижных элементов, относительно внешней среды, а также уплотнения в затворе.

Арматура сильфонная. Для герметизации подвижных деталей (штока, шпинделя) относительно внешней среды используется сильфон, который является также чувствительным либо силовым элементом конструкции.

Арматура шланговая. Эластичный шланг обеспечивает герметичность всей внутренней полости арматуры по отношению к внешней среде.

8. По способу управления.

Арматура под дистанционное управление. Не имеет непосредственного органа управления, а соединяется с ним при помощи колонок, штанг и других переходных устройств.

Арматура приводная. Управление осуществляется при помощи привода (непосредственно или дистанционно).

Арматура с автоматическим управлением. Управление затвором происходит без участия оператора под непосредственным воздействием рабочей среды на затвор или на чувствительный элемент, либо посредством воздействия на привод арматуры управляющей среды, либо по командному сигналу, поступающему на привод арматуры из приборов АСУ.

Арматура с ручным управлением. Управление осуществляется оператором вручную дистанционно или непосредственно.

Контрольные вопросы:

1. Назначение трубопроводной арматуры
2. Назначение запорной арматуры
3. На каком расстоянии устанавливается запорная арматура?
4. Назначение арматуры на перекачивающих станциях
5. Определение трубопроводной арматуры
6. Два главных параметра арматуры
7. Классификация арматуры по области применения
8. Классификация арматуры по функциональному назначению
9. Классификация арматуры по конструктивным типам
10. Классификация арматуры в зависимости от условного давления рабочей среды
11. Классификация арматуры по температурному режиму
12. Классификация арматуры по способу присоединения к трубопроводу
13. Классификация арматуры по способу герметизации
14. Что такое надежность арматуры?

Список литературы

1. Алиев Р.А., Белоусов В.Д., Немудров А.Г. и др. Трубопроводный транспорт нефти и газа, М: Недра, 1988г.
3. Артунян А.Г., Афанасьев В.А., Прохоров А.Д., Сооружение нефтегазохранилищ. , - М: Недра, 1986г.
4. Афанасьев В.А., Иванов О. Н., Поповский Б.В., Сафарян Н.К., Сооружение газохранилищ и нефтебаз.- М: Недра, 1973г.
5. Арутянов В.Г. Эксплуатация нефтебаз.- М: Недра, 1983г.
6. Бобровский С.А., Яковлев Е.И., Газовые сети и газохранилища.- М: Недра, 1980- 413с.
7. Бородавкин П.П. , Березин В.Л., Сооружение магистральных трубопроводов. – М: Недра, 1987г.-471с.
8. Бунчук В.А. Транспорт и хранение нефти, нефтепродуктов и газа.- М: Недра, 1977г.
9. Бармин С.А., Васильев П.Д. Компрессорные станции с газотурбинным приводом . Л: Недра, 1968г.. 278с.ю
10. Галеев В.Б., Карпачев М.З., Храменко В.И., Магистральные нефтепродуктопроводы.- М: Недра, 1986
11. Губин В.Е., Губин В.В., Трубопроводный транспорт нефти и нефтепродуктов.- М: Недра, 1982г.
11. Гужов А.И., Титов В.Г., Медведев В.Ф. и др. Сбор, транспорт и хранение природных углеводородных газов.- М: Недра, 1978г.
12. Едигаров С.Г., Михайлов В.М., Прохоров А.Д. и др. Проектирование и эксплуатация нефтебаз.- М: Недра, 1982г.
13. Коршак А.А., Шаммазов А.М., Основы нефтегазового дела.- Уфа ООО «Дизайн ПолиграфСервис» 2002г- 544с.
14. Касьянов В.М. Гидромашины и компрессоры. - Учебник для вузов - 2-е изд. переработанное и доп. - М.: Недра: 1981
15. Лутошкин Г.С. Подготовка нефти, газа и воды к транспорту. М: Недра , 1972г, 325с.
16. Ф.М. Мустафин, Н.Г. Блехерова, О.П. Квятковский и др. «Сварка трубопроводов» – Учеб. пособие М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2002. – 352 с.
17. Ф.М. Мустафин, А.Г. Гумеров, И.Ф. Кантемиров и др. «Трубопроводная арматура» : Учеб. пособие для вузов. Изд-е 2-е перераб. и доп. – Уфа: ГУП РБ УПК, УГНТУ, 2007. – 326 с.: ил.
18. Ф.М. Мустафин, Н.И. Коновалов, Р.Ф. Гильметдинов и др. «Машины и оборудование газонепроводов»: Учеб. пособие для вузов / – 2-е изд., перераб. и доп. – Уфа: Монография, 2002. – 384 с.: ил.
19. Ф.М. Мустафин, А.Г. Гумеров, О.П. Квятковский и др. «Очистка полости и испытания трубопроводов» : Учеб. пособие для вузов / М.: «Недра-Бизнесцентр, 2001. – 255 с.: ил.
20. Мустафин Ф.М. «Сооружение и ремонт трубопроводов с применением гидрофобизированных грунтов». – М.: «Недра-Бизнесцентр», 2003. – 234 с.

21. Техника и технология транспорта и хранения нефти и газа Ф.Ф. Абузова., Р.А.Алиев., В.Ф. Новоселов и др.- М: Недра, 1992, -320с.
22. Транспорт и хранение нефти и газа П.И. Тугунов, В.Ф. Новоселов, Ф.Ф. Абузова и др.- М: Недра, 1975.-248с.
23. Трубопроводный транспорт нефти и газа Р.А.Алиев, В.Б.Белоусов, А.Г. Немудров и др.- М:Недра, 1988г-368с.
24. Хранение нефти и нефтепродуктов , В.Н.Антипьев, Г.В. Бахмат, Г.Г. Васильев и др.- Мб ФГУП, 2003г.-560с.
25. Чичеров Л.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы. Учебное пособие. М.: Недра, 1983.
26. Шишкин Г.В. Справочник по проектированию нефтебаз.- Л: Недра, 1978г.

Обозначения и сокращения

МГП – Магистральный газопровод
 МНП – Магистральный нефтепровод
 НПС - Нефтеперекачивающая станция
 КС - Компрессорная станция
 АЗС - Автозаправочная станция
 КПД - Коэффициент полезного действия
 РВС - Резервуар вертикальный стальной
 ГКС - Головные компрессорные станции
 ГНС - Головные насосные станции
 ПКС - Промежуточные компрессорные станции
 ПНС - Промежуточные насосные станции
 ПХГ – Подземные хранилища газа
 ГРС – Газораспределительные станции
 ПГРС – Промысловые газораспределительные станции
 ГПА – Газоперекачивающий агрегат
 ГТУ – Газотурбинная установка
 ГТН – Газотурбинный нагнетатель

Формат 60x84 1\12
Объем 103 стр., 8,6 печатных листа
Тираж 20 экз.
Отпечатано
В Редакционно- издательском отделе
КГУТиИ им.Ш.Есенова
г.Актау, 32мкр.