

**Министерство образования Республики Беларусь**

**Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»**

**Институт повышения квалификации  
и переподготовки кадров**

**Кафедра «Разработка и эксплуатация нефтяных  
месторождений и транспорт нефти»**

**С. В. Козырева**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ  
ОБОРУДОВАНИЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ  
ТРУБОПРОВОДОВ**

**КУРС ЛЕКЦИЙ  
по одноименной дисциплине  
для слушателей специальности 1-70 05 75  
«Трубопроводный транспорт, хранение  
и реализация нефтегазопродуктов»  
заочной формы обучения**

**Гомель 2013**

УДК 621.646(075.8)  
ББК 33.36я73  
К59

*Рекомендовано кафедрой «Разработка и эксплуатация нефтяных месторождений и транспорт нефти» ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 8 от 06.03.2013 г.)*

Рецензент: зам. начальника отд. по эксплуатации АЗС области  
РУП «Белоруснефть – Гомельоблнефтепродукт» *А. В. Бражный*

**Козырева, С. Н.**

К59 Проектирование и эксплуатация оборудования магистральных трубопроводов : курс лекций по одноим. дисциплине для слушателей специальности 1-70 05 75 «Трубопроводный транспорт, хранение и реализация нефтегазопродуктов» заоч. формы обучения / С. В. Козырева. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2013. – 98 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://library.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Рассмотрены следующие вопросы: принципы функционирования насосов и компрессоров, вспомогательного оборудования перекачивающих станций; правильный выбор оптимального режима работы насосов и перекачивающих станций.

Для слушателей специальности 1-70 05 75 «Трубопроводный транспорт, хранение и реализация нефтегазопродуктов» заочной формы обучения ИПК и ПК.

**УДК 621.646(075.8)  
ББК 33.36я73**

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2013

## Введение

Перспективы развития нефтяной и газовой промышленности республики имеют принципиальное значение как для перестройки отрасли, так и промышленности в целом. Выход из кризисного состояния, в котором оказалась нефтяная промышленность, большие потери нефти и газа в процессе добычи, транспортировки и хранения, повышение эффективности их использования возможно путём модернизации основного и вспомогательного оборудования насосных и компрессорных станций, внедрение прогрессивных технологий перекачки, оснащенной современными системами автоматизации машин и аппаратов.

Изучение такой комплексной дисциплины, как “Машины и оборудование газонефтепроводов” позволит готовить инженеров для последующей практической деятельности в области проектирования и эксплуатации насосных и компрессорных станций как важной составной части систем магистрального транспорта нефти, газа и нефтепродуктов.

Курс “Проектирование и эксплуатация оборудования магистральных трубопроводов” является базовым по отношению к специальным курсам, которые изучаются в следующих семестрах. Изучение принципов функционирования насосов и компрессоров, вспомогательного оборудования перекачивающих станций, правильный выбор оптимального режима работы насосов и перекачивающих станций в целом – вот основной перечень вопросов, которые рассматриваются в данном курсе.

Кроме перечисленного выше, слушатель должен знать: структуру и основные характеристики нефтегазоперекачивающих агрегатов; технические и экономические характеристики электроприводов нагнетательных машин; характеристики трубопроводной арматуры, которая устанавливается на нефте- и газоперекачивающих станциях; параметры, которые измеряются и контролируются на станциях вместе с системой контролируемых приборов.

## **1. Классификация нефтеперекачивающих станций и характеристика основных объектов. Размещение промежуточных насосных станций.**

Насосные станции (НС), как и любой объект производственного назначения, состоят из определенного типа функциональных блоков, предназначенных для выполнения основных и вспомогательных технологических процессов. Основные технологические процессы на НС – повышение давления перекачиваемых продуктов – выполняются в технологических компрессорных и насосных установках – элемент Т в функциональном блоке Т. Для нормальной работы этого элемента в блоке Т имеется энергетический привод Э – первичный двигатель (турбина или поршневой двигатель внутреннего сгорания) или электродвигатель, питающийся от внешней электрической системы. В технологическом блоке Т имеется устройство для отвода тепла (охлаждения двигателей и смазочного масла) – элемент С и устройство для специальной подготовки перекачиваемого продукта (например, осушки и одоризации газа на головной компрессорной станции (КС) – элемент Р.

Все эти устройства управляются средствами автоматики (АТ, АЭ, АС, АР), имеющимися в функциональном блоке автоматического управления (АУ).

Для ремонта оборудования в составе объектов НС входит блок ремонтнообеспечения Р с необходимым набором средств и складами материалов и запасных деталей.

Обслуживание НС осуществляет эксплуатационный персонал, в состав которого входят операторы и ремонтники. Функциональный блок жизнеобеспечения Ж включает в себя жилье для эксплуатационного персонала НС и объекты культурно-бытового назначения. Нормальную работу КС и НС обеспечивают функциональные блоки источников ИТ и ИРЖ (в ряде случаев могут быть слиты в один блок). Они предназначены для выполнения всех вспомогательных (обслуживающих) технологических операций на КС и НС: энергосбережения (освещения, вентиляции помещений и площадок), водо- и тепло-снабжения, канализации, пожаротушения, связи, обеспечения топливом первичных двигателей функционального блока Т и блока Ж, обеспечения горюче-смазочными материалами (ГСМ) всех агрегатов и установок (склады). Все функциональные блоки изготавливаются в виде зданий и сооружений. В зависимости от назначения КС и НС и

их технического уровня функциональные блоки могут выполнять и другие функции, однако общий их состав остается неизменным.

Нефтеперекачивающие (насосные) станции подразделяются на головные (ГНПС) и промежуточные (ПНПС). Головная нефтеперекачивающая станция предназначена для приема нефти с установок ее подготовки на промысле или из других источников и для последующей закачки нефти в магистральный трубопровод. Промежуточные станции обеспечивают поддержание в трубопроводе напора, достаточного для дальнейшей перекачки.

Объекты, входящие в состав ГНПС и ПНПС, можно условно разделить на две группы:

- *первая* – объекты основного (технологического) назначения
- *вторая* – объекты вспомогательного и подсобно-хозяйственного назначения.

К объектам первой группы относятся: резервуарный парк; подпорная насосная станция; узел учета нефти с фильтрами; магистральная насосная; узел регулирования давления и узлы с предохранительными устройствами; камеры пуска и приема очистных устройств; технологические трубопроводы с запорной арматурой.

К объектам второй группы относятся: понижающая электроподстанция с распределительными устройствами; комплекс сооружений, обеспечивающих водоснабжение станции; комплекс сооружений по отводу промышленных и бытовых стоков; котельная с тепловыми сетями; инженерно-лабораторный корпус; пожарное депо; узел связи; механические мастерские; мастерские ремонта и наладки контрольно-измерительных приборов (КИП); гараж; складские помещения; административно-хозяйственный блок и т. д.

На *головных нефтеперекачивающих станциях* осуществляются следующие технологические операции: прием и учет нефти; краткосрочное хранение нефти в резервуарах; внутрисканционная перекачка нефти (из резервуара в резервуар); закачка нефти в магистральный нефтепровод; пуск в трубопровод очистных и диагностических устройств. На ГНПС может производиться подкачка нефти из других источников поступления, например, из других нефтепроводов.

На *промежуточных нефтеперекачивающих станциях* происходит повышение напора транспортируемой нефти с целью обеспечения ее дальнейшей перекачки. При работе ПНПС в режиме *из насоса в насос* (т. е. режиме, при котором конец предыдущего участка нефтепровода подключен непосредственно к линии всасывания насосов сле-

дующей НПС) промежуточные НПС не имеют резервуарных парков. В других случаях, когда перекачка ведется через *резервуары* или с *подключенными резервуарами* такие парки на ПНПС имеются. На ПНПС устанавливаются также системы

сглаживания волн давления и защиты от гидравлического удара.

Как правило, магистральные нефтепроводы разбивают на так называемые *эксплуатационные участки* протяженностью 400 – 600 км, состоящие из 3 – 5 частей, разделенных ПНПС, работающих в режиме “*из насоса в насос*”, и, следовательно, гидравлически связаны друг с другом. В то же время эксплуатационные участки соединяются друг с другом через резервуарные парки, так что в течение некоторого времени каждый эксплуатационный участок может вести перекачку независимо от соседних участков, используя для этого запас нефти своих резервуаров.

Для снижения затрат на сооружение НПС используется метод блочно-комплексного или блочно-модульного их исполнения. Главное преимущество этого метода достигается тем, что на территории станции практически отсутствуют сооружения из кирпича, бетона или железобетона. Все оборудование станции, включая автоматику, входит в состав функциональных блоков, монтируется и испытывается на заводе, затем в транспортабельном виде доставляется на строительную площадку. При этом блочно-модульные НПС могут быть открытого типа, т. е. насосные агрегаты вместе со всеми вспомогательными системами могут размещаться под навесом на открытом воздухе. От воздействия погодных условий насосные агрегаты защищаются индивидуальными металлическими кожухами с автономными системами вентиляции и подогрева. Такие станции работают при температуре окружающего воздуха от  $-40$  до  $+50$  оС. При капитальном ремонте предусматривается замена всего блок-бокса в сборе.

### **1.1 Размещение промежуточных насосных станций**

Места расположения насосных станций определяют гидравлическим расчетом. Здесь мы не будем подробно останавливаться на вопросах гидравлического расчета, рассмотрим лишь основные закономерности, используемые при определении мест установки НС.

При перекачке нефти и нефтепродукта давление, создаваемое на ГНС или НС, расходуется на преодоление сил трения при движении продукта по трубопроводу. В соответствии с этим уравнение баланса удельных энергий можно представить в виде

$$n \cdot H_{\text{ст}} = H_T + z_2 - z_1 \quad (1.1)$$

где:  $n$  – число насосных станций;

$$H_{\text{ст}} = \frac{P_1 - P_2}{\rho} H_{\text{ст}} - \text{напор, создаваемый на одной станции;}$$

$\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости;

$P_1$  – давление на выходе из НС;

$P_2$  – давление на входе в НС;

$z_1, z_2$  – геодезическая отметка соответственно начала и конца нефтепровода;

$H_T$  – потери напора в трубопроводе.

Общее число насосных станций  $n$  определяют по формуле (1.1).

За  $n$  принимают ближайшее к  $n_p$  число, а пропускную способность нефтепровода на отдельных участках выравнивают с помощью лупингов – параллельных трубопроводов определенного диаметра и длины, размещаемых в необходимом месте по длине трубопровода. Покажем на примере (рис.1.1.), как решается графически задача расстановки НС по методу Шухова.

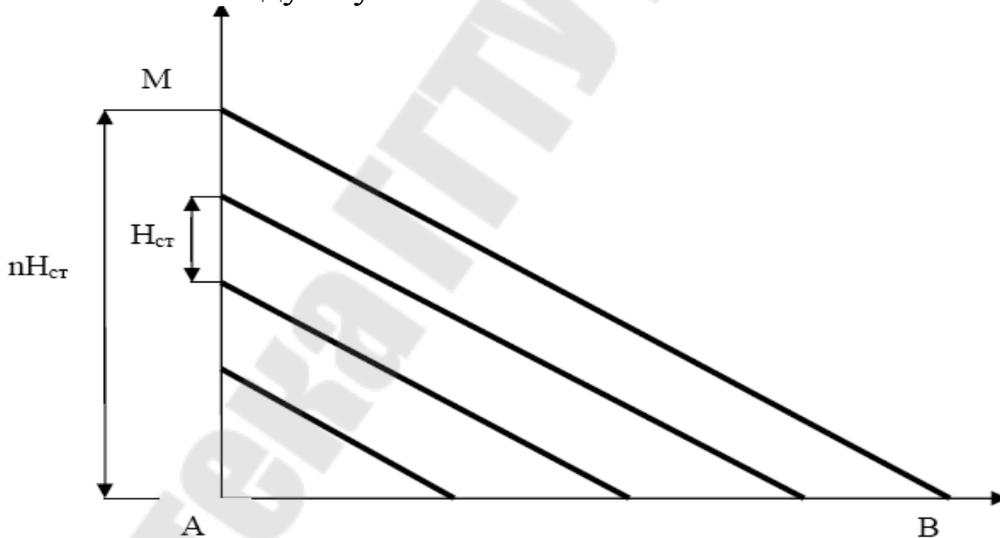


Рис.1.1. Графическое решение задачи расстановки НС

Пусть  $n > n_p$ . Отложив из начальной точки А по вертикали линию соединим пря мую точку М с конечной точкой трассы В

$$AM = \frac{n \cdot (P_1 - P_2)}{\rho}$$

Разделив затем  $AM$  на  $n$  участков, равных по длине значению напора, создаваемого одной НС, проводим через соответствующие точки на  $AM$  прямые, параллельные  $MB$ . Точки пересечения этих

прямых с линией профиля местности будут местами установки промежуточных насосных станций.

Несколько сложнее решается задача при  $n_p > n$ , когда  $n$  станций не обеспечивают необходимой пропускной способности трубопровода, так как гидравлический уклон  $i$ , определенный по формуле

$$I = \frac{n \cdot H_{\text{ст}} \cdot (z_2 - z_1)}{L} \quad (1.2)$$

(здесь  $L$  – длина трубопровода) будет меньше необходимого. В этом случае строят так называемый параллелограмм гидравлических уклонов (рис.1.2.).

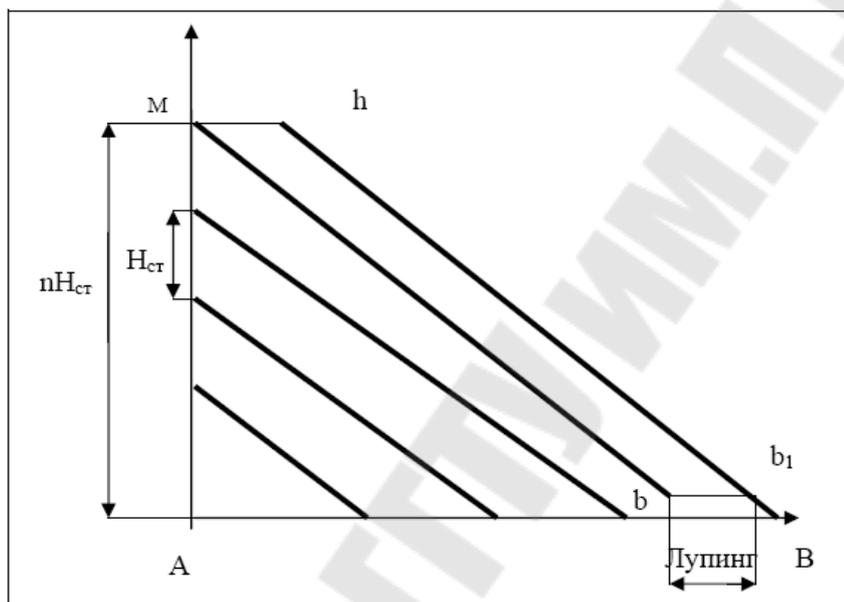


Рис.1.2. Графическое решение задачи расстановки НПС при  $n_p > n$

На участке  $bB$  необходима прокладка лупинга. Следует заметить, лупинг может быть установлен на любом участке нефтепровода, не только в его концевой части. Можно сделать даже несколько лупингов, но общая длина их горизонтальной проекции должна быть равна длине горизонтальной проекции лупинга B.

## 2. Проектирование и эксплуатация насосов

### 2.1 Общие сведения о насосах; основные параметры работы центробежных насосов

Реализация принципов однотипности конструкций насосов и уменьшения до минимума их типоразмеров обусловили необходимость создания нормального ряда нефтяных насосов.

Насосы изготавливают следующих видов:

1. НМ – нефтяной магистральный;
2. НПВ – нефтяной подпорный вертикальный;
3. НОУ – нефтяной для откачивания утечек.

Насосы изготавливают в климатическом исполнении УХЛ. Категория размещения согласно с ГОСТ 15150-69 при эксплуатации должна быть:

– для насосов типа НМ с подачами от 125 м<sup>3</sup>/ч до 710 м<sup>3</sup>/ч – категория 1;

– для насосов типа НМ с подачами более 710 м<sup>3</sup>/ч – категория 4 (для насосов выпускаемых серийно) и категория 1 для модернизированных и перспективных типоразмеров.

При категории размещения 1 насосов НМ, нижнее рабочее давление окружающей среды должно быть не ниже –29 °С; при категории размещения 1 насосов НПВ и НОУ нижнее рабочее значение температуры окружающей среды должно быть не ниже –50 °С.

Насосы должны допускать параллельную работу. Насосы типа НМ с подачами до 360 м<sup>3</sup>/ч, а также насос НМ 1250-260, рассчитаны на последовательную работу двух, а некоторые – трех одновременно работающих насосов. Насосы с напорами больше 550 м последовательной работы не допускают.

Насосы типа НПВ с подачами до 1250 м<sup>3</sup>/ч допускают последовательную работу двух одновременно работающих насосов.

Допускается изменение подачи и напора насосов обтачивания рабочих колес по внешнему диаметру. При обрезании колес допускается снижение КПД не более чем на 3 %. Рабочий режим работы нефтяных насосов должен соответствовать полям  $Q - H$ .

Основные параметры насосов при номинальном режиме работы приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1 **Основные параметры насосов при номинальном режиме работы**

Обозначение типоразмера насоса	Подача, м <sup>3</sup> /ч	Напор, м	Максимальное давление, МПа	Допустимый кавитационный запас, м	КПД, %
НМ 125-550	125	550	9,81	4,0	72
НМ 180-500	180	500		4,0	74
НМ 250-475	250	475		4,0	77
НМ 360-460	360	460		4,5	80
НМ 500-300	500	300		4,5	80
НМ 710-280	710	280		6,0	80

НМ 1250-260	1250	260	7,35	18	81
НМ 2500-230	2500	230		32	86
НМ 3600-230	3600	230		35	87
НМ 7000-210	7000	210	7,35	52	89
НМ 10000-210	10000	210	7,35	65	89
НМ 200-800	200	800	9,81	4,0	75
НПВ 150-60	150	60	1,57	3,0	72
НПВ 3600-90	3600	90	1,57	4,8	94
НОУ 50-350	50	350	4,41	3,0	61

Монтаж, наладка и пуск в эксплуатацию насосных агрегатов должны производиться согласно проекту, инструкциям заводов изготовителей, отраслевым нормативным документом. При монтаже насосного агрегата должны обеспечиваться:

- подъем прямолинейного участка трубопровода перед входным патрубком насоса с уклоном не менее 0,005; патрубком насоса не более 120;

- диффузорность между выходным (напорным) патрубком насоса и трубопроводом на выходе из насоса не более 100.

Коллектор технологических трубопроводов и вспомогательные трубопроводы после монтажа должны подвергаться гидравлическим испытаниям, согласно действующим нормам и правилам.

Запрещается запускать агрегат:

- при незаполненном жидкостью насосе;
- без включения приточно-вытяжной вентиляции;
- без включения маслосистемы;
- при попадании нефти в маслосистему;
- при наличии других технологических нарушений, причины которых невыяснены.

Запрещается эксплуатировать насосный агрегат при нарушении герметичности соединений. Запрещается эксплуатировать насосный агрегат с неисправным обратным клапаном.

Аварийная остановка насосного агрегата должна быть осуществлена оперативным персоналом при:

- угрозе затопления или нарушении герметичности оборудования, технологических трубопроводов;
- возгорании, появлении дыма или искрения вращающихся деталей;
- попадании нефти в маслосистему;
- угрозе несчастного случая.

При исчезновении в операторной информации о состоянии работающих насосных агрегатов, отсутствие которой может привести к возникновению аварийной ситуации, дежурный дублирует остановку агрегатов кнопкой “Стоп”.

Магистральные и подпорные насосные агрегаты могут находиться в одном из следующих состояний:

1. в работе;
2. в “горячем” резерве (агрегат исправен, готов к запуску немедленно);
3. в “холодном” резерве (агрегат исправен, при необходимости его пуска или перевода в горячий резерв требуется проведение подготовительных операций);
4. в ремонте.

Программа пуска “на открытую задвижку” является предпочтительной. Ее применение возможно, если пусковые характеристики электродвигателя и схема электроснабжения рассчитаны на соответствующие пусковые режимы.

Программа пуска “на закрытую задвижку” должна применяться, если установленное электрооборудование не может обеспечить пуск на открытую задвижку.

Программа пуска “на открывающуюся задвижку” должна применяться, когда не приемлема программа “на открытую задвижку” и когда установленные у насоса задвижки имеют привод небольшой мощности и поэтому не могут быть открыты при перепаде давления, создаваемом насосным агрегатом при закрытой задвижке.

Автоматический ввод резервного подпорного насосного агрегата осуществляется без выдержки времени и на полностью открытые задвижки. Оценку снижения значения КПД и напора насосного агрегата относительно базовых в процессе эксплуатации проводят в соответствии с нормативной документацией по графику, утвержденному главным инженером ПТН. Насосные агрегаты необходимо выводить в ремонт при снижении напора насоса от базовых значений на 5 – 6 % и более для насосов горизонтального исполнения и на 7 % – для вертикальных подпорных насосов. Для насосов типа НМ величина возможного снижения КПД составляет 2 – 4 % в зависимости от типоразмера (НМ 500-300, НМ 710-280 – на 4 %; НМ 1250-260 – на 3,5 %; НМ 2500-230 – на 3 %; НМ 3600-230, НМ 5000-210, НМ 7000-210, НМ 10000-210 и подпорные насосы – на 2 %; подпорные вертикальные насосы – на 3,5 %).

Решения о дальнейшей эксплуатации насосного агрегата или выводе его в ремонт принимается с учетом результатов диагностирования. При отклонении напора насоса от паспортных значений в сторону уменьшения на 4 % и более, а КПД насоса более 3 % в зависимости от типоразмера должно быть проведено техническое обследование насосного агрегата, запорной арматуры вспомогательных систем, включая обследование проточной части насоса на предмет обнаружения искажения отливки корпуса и рабочего колеса, некачественного выполнения литья и механической обработки.

Определение и оценка допускаемого кавитационного запаса насоса обязательны при:

- установке рабочих колес в исполнении, не предусмотренном технической документацией или их обточке более чем на 20 %;
- установке в насосе на входе в рабочее колесо предвключенных шнеков;
- снижении напора насоса более чем на 10 %;
- модернизации насоса, приведшей к изменению площади проточной части насоса на входе в рабочее колесо или конструкций щелевых уплотнений;
- перекачке нефти с вязкостью, не обеспечивающей режим течения;
- изменении частоты вращения ротора насоса;

Основным критерием удовлетворительной работы торцовых уплотнений является величина утечек, замеряемая объемным способом, которая должна быть не более  $0,3 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/ч (0,3 л/ч).

Для обеспечения оптимальных режимов перекачки допускается обточка основных и сменных рабочих колес не более чем на 20 %. Величина обточки до 20 % определяется расчетом, исходя из заданных режимов работы нефтепровода. Если расчетная величина обточки превышает 20 %, то применение такого колеса должно быть подтверждено технико-экономическим обоснованием в сравнении с другими вариантами обеспечения заданных технологических режимов перекачки.

Программа пуска насосного на открытую или открывающуюся задвижку на нагнетание насоса должна корректироваться при смене типоразмера рабочего колеса насоса. Электродвигатели насосных агрегатов, временно выведенных из эксплуатации, должны быть в работоспособном состоянии и опробоваться по графику, утвержденному главным инженером ПТН.

## 2.2 Основные параметры работы центробежных насосов

Работа центробежного насоса характеризуется такими основными параметрами.

*Подача* – количество жидкости, которое подается насосом в напорный патрубок за единицу времени. Различают понятия объемной  $Q$  и массовой  $M$  подачи насоса, которые связаны между собой таким соотношением

$$Q = \frac{M}{\rho}, \quad (2.1)$$

где:  $\rho$  – плотность жидкости при температуре перекачки.

*Полное давление*, создаваемое насосом, определяется при помощи формулы

$$P = P_{\text{н}} - P_{\text{в}} + \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{в}}^2}{2} \rho + (z_{\text{н}} - z_{\text{в}}) \rho \cdot g, \quad (2.2)$$

где:  $P_{\text{н}}$ ,  $P_{\text{в}}$  – абсолютное давление жидкости в напорном и входном патрубках соответственно;

$V_{\text{н}}$ ,  $V_{\text{в}}$  – скорость движения жидкости в напорном и входном патрубках соответственно;

$z_{\text{н}}$ ,  $z_{\text{в}}$  – высотные отметки мест измерения давления на выходе и входе насоса соответственно;

$g$  – ускорение силы тяжести.

*Полный напор*, созданный насосом, определяется при помощи формулы

$$H = \frac{P_{\text{н}} - P_{\text{в}}}{\rho \cdot g} + \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{в}}^2}{2 \cdot g} + z_{\text{н}} - z_{\text{в}}, \quad (2.3)$$

*Полезная мощность насоса* – это мощность, которая передается транспортируемой жидкости. Она может быть выражена через параметры режима перекачки

$$N = Q \cdot H \cdot \rho \cdot g, \quad (2.4)$$

*Коэффициент полезного действия насоса (КПД)* – это отношение полезной мощности насоса к мощности на валу насоса

$$\eta = N / N_{\text{в}}, \quad (2.5)$$

где:  $N_{\text{в}}$  – мощность на валу насоса, которая определяется на лабораторных стендах путем измерения вращательного момента на валу

насоса. КПД насоса принято представлять в виде произведения трех составляющих:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_m, \quad (2.6)$$

где:  $\eta_o$  – объемный КПД, который учитывает потери энергии из-за утечек жидкости в насосе;

$\eta_r$  – гидравлический КПД, который учитывает потери энергии на преодоление гидравлического сопротивления при прохождении жидкости через насос;

$\eta_m$  – механический КПД, который учитывает механические потери энергии в подшипниках, уплотнениях насоса, а также при трении диска рабочего колеса о жидкость.

Числовые значения составляющих КПД насоса зависят от конструкции насоса, качества его изготовления и условий эксплуатации.

*Мощность насосного агрегата*  $N_{\text{аг}}$  - это мощность, которую потребляет насосный агрегат

$$N_{\text{ог}} = \frac{N_{\text{в}}}{\eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{дв}}} = \frac{N}{\eta \cdot \eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{дв}}}, \quad (2.7)$$

где:  $\eta_{\text{пер}}$  – КПД передачи от двигателя к насосу;

$\eta_{\text{дв}}$  – КПД двигателя привода насоса.

Мощность насосного агрегата может быть определена в промышленных условиях путем измерения энергии, которая подводится к двигателю насоса.

*Допустимый кавитационный запас*  $\Delta h_{\text{д}}$  – приведенный к оси насоса минимальный избыток удельной энергии жидкости на входе в насос над упругостью паров жидкости при температуре перекачки, которая обеспечивает работу насоса без изменения основных технических параметров. Он выражается в метрах столба транспортируемой жидкости и характеризует конструктивную эффективность входной части насоса.

$$\Delta h_{\text{д}} = A \cdot \Delta h_{\text{кр}}, \quad (2.8)$$

### 2.3 Характеристика лопастных насосов

Графическая зависимость основных технических показателей (напора, мощности, КПД, допустимой высоты всасывания) от подачи при постоянных значениях частоты вращения рабочего колеса, вязко-

сти и плотности жидкости на входе в насос называется *характеристикой насоса*.

Различают напорную характеристику насоса  $H = f(Q)$  – кривая  $QH$  и энергетические характеристики насоса –  $N = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$  – кривые  $Q\eta$  соответственно. Кроме того, к основным характеристикам насоса относят зависимости  $\Delta h = f(Q)$  и  $H_{в.дон} = f(Q)$ . Характеристика зависит от типа насоса, его конструкции и соотношения размеров его основных узлов и деталей. Различают также теоретические и экспериментальные характеристики насосов.

Теоретические характеристики получают, пользуясь основными уравнениями центробежного насоса, в которые вводят поправки на реальные условия работы. На работу насоса влияет число факторов, которые трудно, а иногда и невозможно учесть, поэтому теоретические характеристики неточны и ими практически не пользуются. Истинные зависимости между параметрами работы центробежного насоса определяют экспериментально, в результате заводских (стендовых) испытаний насоса или его модели. Насосы испытывают на заводских испытательных станциях. Методика испытаний насосов установлена ГОСТ 6134-87. Для испытания насос устанавливают на стенде, оборудованном аппаратурой и приборами для измерения расхода, давления, вакуума и потребляемой мощности. После пуска насоса подачу регулируют изменением степени открытия задвижки на напорной линии. Таким образом, устанавливают несколько значений подачи и измеряют соответствующие им значения напора и потребляемой мощности. В некоторых случаях насосы испытывают на месте их установки (например, в насосной станции). Это, прежде всего, относится к крупным насосам, а также к тем случаям, когда характеристики насоса существенно изменяются под влиянием условий эксплуатации. Полученные в результате экспериментальных измерений значения подачи  $Q$ , напора  $H$  и мощности  $N$ , а также вычисленные по ним значения КПД наносят на график и соединяют плавными линиями. Обычно три кривые наносят на один график с разными масштабами по оси координат (рис.2.1.).

*Характеристики насоса* имеют несколько отличительных точек или областей. *Начальная точка характеристики* соответствует работе насоса при закрытой задвижке на напорном патрубке ( $Q = 0$ ). В этом случае насос развивает напор  $H_0$  и потребляет мощность  $N_0$ . Потребляемая мощность (около 30 % номинальной) расходуется на механические потери и нагрев воды в насосе. Работа насоса при закры-

той задвижке возможна лишь непродолжительное время (несколько минут).

Оптимальная точка характеристики  $m$ , соответствует режиму работы при максимальном значении КПД, т. е. оптимальному режиму насоса. Так как кривая  $Q\eta$  имеет в зоне оптимальной точки пологий характер, то на практике пользуются рабочей частью характеристики насоса (зона между точками  $a$  и  $b$  на рис.2.1.), в пределах которой рекомендуется его эксплуатация. Рабочая часть характеристики зависит от допустимого снижения КПД. На практике иногда под рабочей частью характеристики насоса подразумевают ту зону характеристики, в которой допускается длительная его эксплуатация.

Максимальная точка характеристики  $k$ , (конечная точка кривой  $QH$ ) соответствует тому значению подачи, после достижения которого, насос может войти в кавитационный режим.

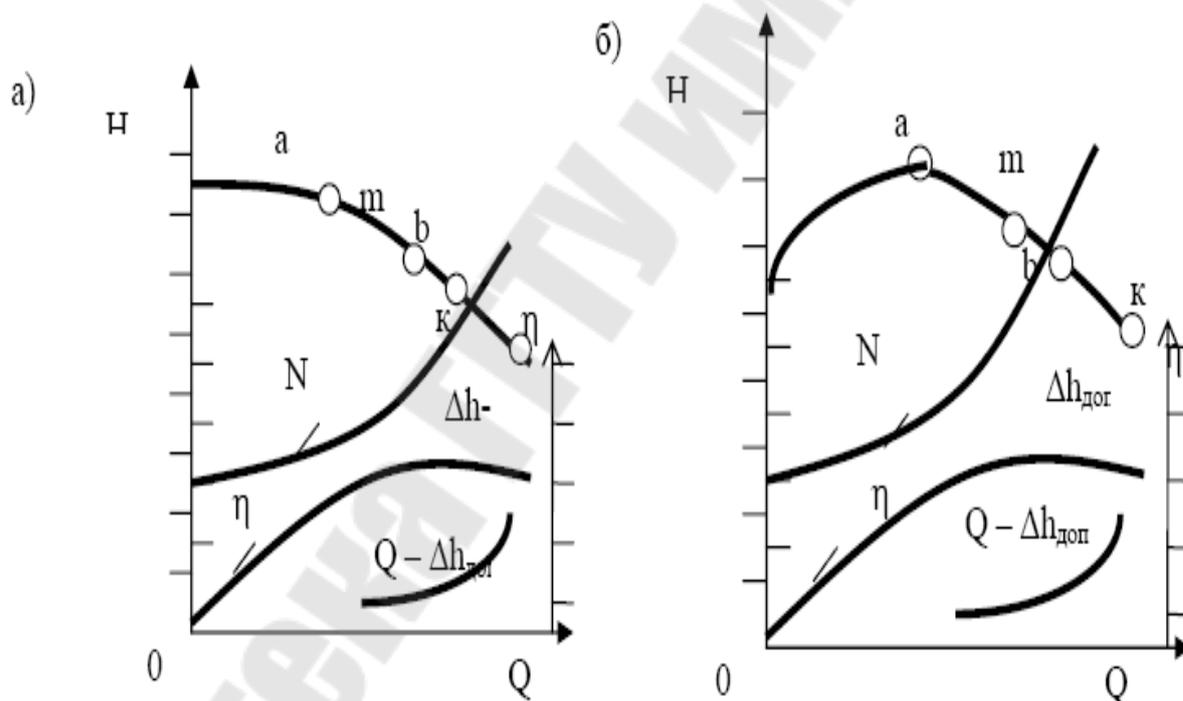


Рис.2.1. Характеристика центробежного насоса  
 а) стабильная, б) нестабильная

Основной кривой, характеризующей работу насоса, является кривая зависимости напора от подачи  $QH$ . В соответствии с конструкцией насосов форма кривой  $QH$  может быть различной. Для разных насосов существуют кривые, непрерывно снижающиеся (см. рис. 2.1., а), и кривые с возрастающим участком, имеющие максимум (см. рис. 2.1., б). Первые называются стабильными, а вторые нестабильными характеристиками. Как видно из рис. 2.2, б, нестабильная характе-

ристика имеет перегиб – максимум на кривой  $QH$ , а следовательно, один и тот же напор насос может создавать при двух значениях подачи. Таким образом, на участке  $H > H_0$  может работать нестабильно с переменной подачей. В свою очередь, кривые обоих типов могут быть пологими, нормальными и крутопадающими. Характеристика  $QH$  насоса существенно зависит от размера его основного элемента – диаметра рабочего колеса. Пользуясь этими зависимостями, можно построить кривые  $QH$  для любого значения диаметра рабочего колеса в пределах рекомендуемых степеней их обточки (срезок).

Если на характеристиках, соответствующих не обточенному и максимально обточенному рабочим колесам, нанести точки, ограничивающие рабочие зоны, и соединить их прямыми линиями, то криволинейный четырехугольник, называемый зоной рекомендуемой работы насоса или полем  $QH$  насоса (рис. 2.2.). Применение полей  $QH$  облегчает подбор насоса для заданных условий, так как для каждой точки, лежащей внутри поля, может быть использован насос данного типоразмера с той или иной степенью обточки рабочего колеса.

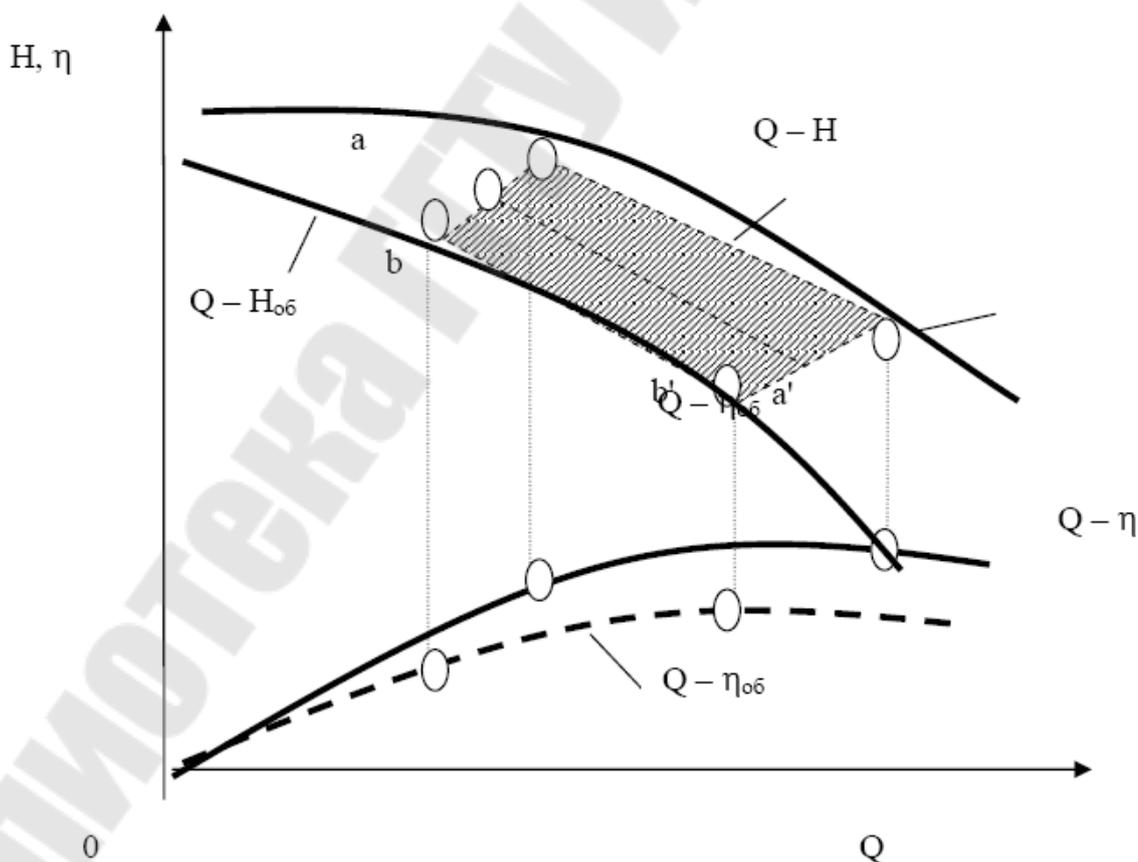


Рис.2.2. Поле  $Q-H$  насоса

Заводы-изготовители обычно поставляют насосы с колесами одного из трех размеров: необрезанными, чему соответствует верхняя кривая  $QH$  на рис. 2.2.; обрезанными (кривая  $a-a'$  на рис. 2.2.) и максимально обрезанными (кривая  $b-b'$  на рис. 2.3). На этом же графике наносят кривую  $Q\eta_{об}$ , соответствующую значениям КПД насоса с максимально обрезанным колесом. Напорная характеристика центробежных насосов  $Q-H$  аппроксимируется зависимостью

$$H = a - b \cdot Q^2 \quad (2.9)$$

где:  $H$  – напор, м;  
 $Q$  – расход, м<sup>3</sup>/ч;  
 $a, b$  – коэффициенты.

Коэффициенты  $a, b$  также могут быть определены математическими методами (методом наименьших квадратов), по результатам лабораторных исследований или путем обработки статистических данных по фактическим режимам работы насосных агрегатов. В самом простом случае все коэффициенты могут быть определены по паспортной характеристике насосов:

$$b = \frac{H_1 - H_2}{Q_2^2 - Q_1^2}$$

$$a = H_1 + b \cdot Q_1^2 = H_2 + b \cdot Q_2^2$$

Характеристика центробежного насоса зависит, в общем случае, скорости схода  $v$  жидкости с рабочего колеса, диаметра  $D_0$ , числа оборотов  $n$ , плотности  $\rho$  и вязкости  $\nu$  перекачиваемой жидкости.

## 2.4 Совместная работа центробежных насосов

Последовательное соединение насосов

На нефтеперекачивающих станциях центробежные насосы соединяются последовательно для увеличения напора или параллельно для увеличения расхода.

На ГНС, как правило, *основные насосы* обвязываются *последовательно*, *подпорные – параллельно*. Подпорные и магистральные насосы работают последовательно.

При последовательном соединении насосов их характеристики  $Q-H$  складываются; при этом расход нефти в насосах один и тот же, а напоры суммируются:  $Q_1 = Q_2 = Q, H = H_1 + H_2$

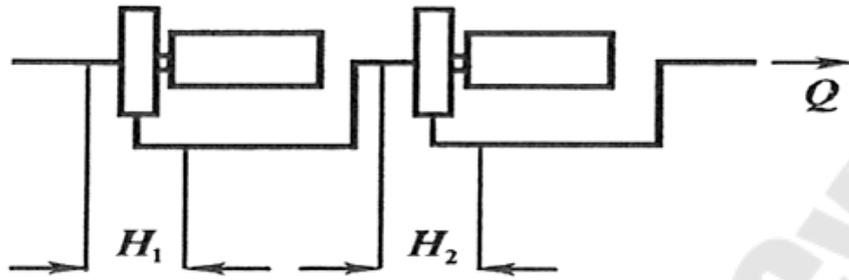


Рис.2.3. Последовательное соединение насосов

При параллельной работе, расходы в насосах суммируются, а напор, создаваемый каждым насосом один и тот же:  $Q = Q_1 + Q_2$ ;  $H = H_1 = H_2$ .

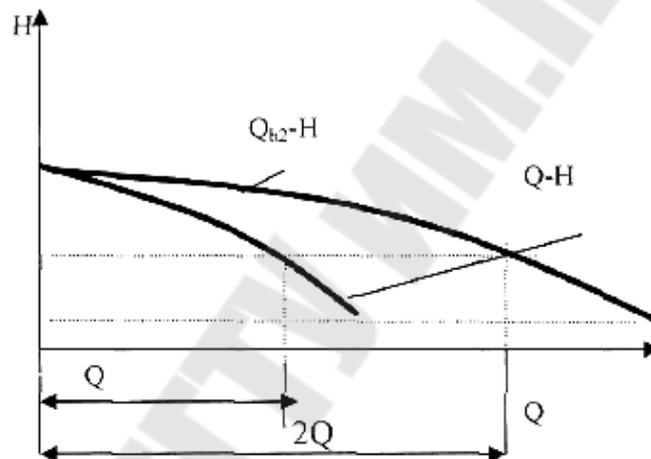


Рис. 2.4. Построение напорной характеристики параллельно работающим насосам

В общем случае характеристика НС при параллельно включенных насосах имеет вид

$$Q = \sqrt{\frac{a_1 - H}{b_1}} + \sqrt{\frac{a_2 - H}{b_2}} \quad (2.10)$$

## 2.5 Изменение насосных характеристик

При выборе насосов для перекачки нефти может возникнуть необходимость в изменении гидравлических характеристик насосов. Как правило, эти изменения осуществляют путем замены рабочего колеса насоса рабочим колесом другого (большого или меньшего) диаметра, изменением числа оборотов рабочего колеса насоса, или перепуском части нефти из линии нагнетания в линию всасывания.

### Изменение насосных характеристик изменением диаметра рабочего колеса

При замене рабочего колеса центробежного нагнетателя характеристика  $Q-H$  насоса изменяется. Если первоначальный диаметр рабочего колеса был  $D_0$ , а характеристика имела вид  $H = \varphi(Q)$  то после замены рабочего колеса на колесо с диаметром  $D_1$ , его характеристика будет иметь вид

$$H = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 f\left(Q \frac{D_1}{D_0}\right) \quad (2.11)$$

т. е. график характеристики **Q-H** насоса растягивается вдоль оси напоров в  $\left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2$  раз и вдоль оси расходов – в  $\left(\frac{D_1}{D_0}\right)$  раз. В частности, если  $H = a - bQ^2$ , то после замены рабочего колеса, его рабочая характеристика будет иметь вид

$$H_1 = a \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 - b_1 Q^2 \quad (2.12)$$

Можно определить диаметр обточенного колеса

$$D_1 = D_0 \sqrt{\frac{H_1 + bQ_1^2}{a}} \quad (2.13)$$

После обточки колеса насоса, имея характеристику насоса с не обточенным колесом можно получить математическую модель напорной характеристики насоса с обточенным колесом

$$H_1 = a_1 - b_1 Q^{2-m} \quad (2.14)$$

где:  $b_1 = b$  и  $a_1 = a \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2$

### Изменение насосных характеристик изменением числа оборотов ротора нагнетателя

При изменении частоты вращения рабочего колеса центробежного нагнетателя характеристика  $Q-H$  насоса тоже изменяется. Если номинальная частота вращения ротора  $n_0$  об./мин, а измененная частота вращения  $n_1$  об./мин, то новая рабочая характеристика насоса имеет вид

$$H = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \left(Q \frac{n_1}{n_0}\right) \quad (2.15)$$

т. е. график растягивается вдоль оси напоров в  $\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2$  раз и вдоль оси расходов – в  $\left(\frac{n_1}{n_0}\right)$  раз. В частности, если характеристика насоса имела вид  $H = a - bQ^2$ , то после изменения частоты вращения

$$H = a \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - b_1 Q^2; a \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = a_1; b_1 = b$$

Изменение частоты вращения ротора насоса может производиться:

- изменением частоты вращения вала привода;
- изменением частоты вращения вала насоса.

#### Изменение характеристик насоса методом байпасирования

Характеристику центробежного нагнетателя можно изменить перепуская части нефти из линии нагнетателя байпасу обратно в линию всасывания. Обозначив через  $q_{\text{п}}$  расход нефти, возвращаемой из линии нагнетателя в линию всасывания, получим, что подача насоса увеличится и станет равной  $Q + q_{\text{п}}$ , а напор  $H$  уменьшится.

Тогда характеристика  $Q$ - $H$  насоса может быть представлена в следующем виде:

$$H = a - b(Q + q_{\text{п}})^2 = (a - bq_{\text{п}}^2) - 2bq_{\text{п}}Q - bQ^2 \quad (2.16)$$

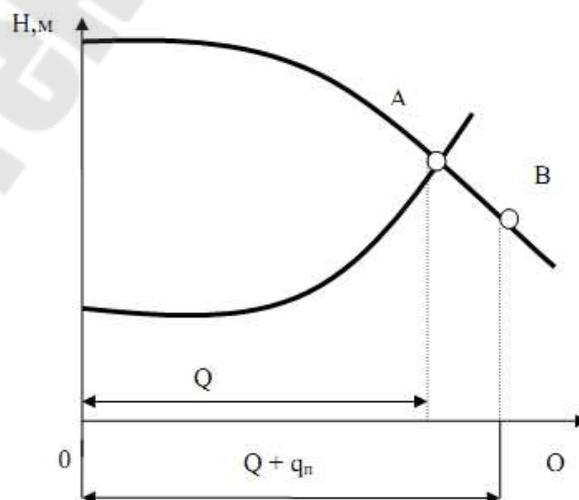


Рис.2.5. Изменение характеристик насоса методом байпасирования

## 2.6 Кинематика потока в рабочем колесе нагнетателя

Конструкция рабочего колеса насоса или вентилятора представляет собой систему лопаток (аэродинамических профилей), заканчивающихся острой кромкой. Профили закреплены между двумя дисками, один из которых насажен на вал, соединенный с валом электродвигателя. При вращении рабочего колеса каждая лопатка вследствие циркуляционного обтекания, взаимодействуя с потоком, вызывает появление реакции, равной по величине подъемной силе.

Выделим сечение между двумя соседними лопатками и рассмотрим течение жидкости в нем (рис.2.6.).

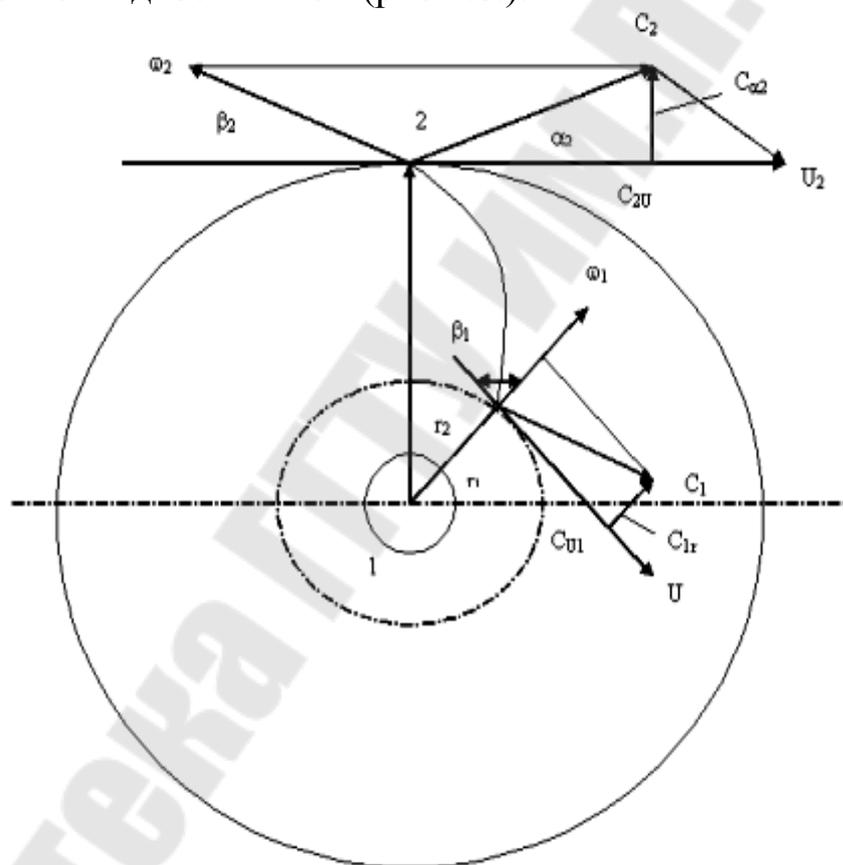


Рис.2.6. Кинематика потока в рабочем колесе нагнетателя

Энергия передаваемая потоку рабочим колесом, определяется значением абсолютных  $c$ , относительных  $w$  и окружных  $u$  скоростей при входе и выходе из межлопастного пространства.

Абсолютная скорость - это скорость движения потока относительно неподвижного корпуса нагнетателя. Абсолютная скорость равна сумме относительной  $w$  и переносной (окружной)  $u$  скоростей

$$\bar{c} = \bar{w} + \bar{u} \quad (2.17)$$

Относительная скорость - это скорость движения потока относительно вращающегося рабочего колеса. Вектор ее направлен по касательной к лопатке, т.е. вдоль линии тока.

Вектор окружной скорости, направленный по касательной к данной точке рабочего колеса радиусом  $r$  в сторону вращения рабочего колеса, вращающегося с угловой скоростью  $w_0$ , равен:

$$u = w_0 \cdot r \quad (2.18)$$

Векторы окружной и абсолютной скоростей образуют угол  $d$ ; вектор относительной скорости с обратным направлением окружной скорости - угол  $\beta$ .

Пусть на входе в рабочее колесо (1) имеются окружная скорость  $u_1$ , относительная скорость  $w_1$  и абсолютная скорость  $c_1$ . Направление скорости  $w_1$  определяется углом  $\beta_1$ , который называется углом входа. На выходе из рабочего колеса (2) имеем соответственно скорости  $u_2$ ,  $w_2$ ,  $c_2$ . Направление скорости  $w_2$  определяется углом  $\beta_2$ .

Таким образом, на входе и выходе из рабочего колеса получаем треугольники скоростей, показанные на рис.2.7.

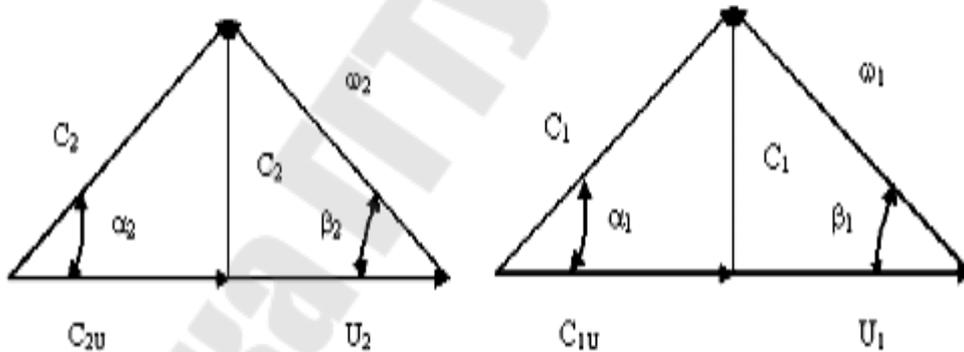


Рис.2.7. Треугольники скоростей

Как видно из рис.2.7., абсолютную скорость потока можно разложить на радиальную (расходную) составляющую, равную  $c_r = c_{\sin \alpha}$  и окружную составляющую  $c_u = c_{\cos \alpha}$ , называемую скоростью закручивания.

## 2.7 Уравнение Эйлера для работы лопастного колеса

Для определения суммарного момента реакции лопаток рабочего колеса при взаимодействии их с потоком жидкости необходимо воспользоваться теоремой об изменении момента количества движе-

ния. Согласно этой теореме при установившемся движении изменение момента количества движения потока жидкости, проходящей через рабочее колесо нагнетателя в единицу времени, равно моменту сил реакции лопаток.

Применяя данную теорему к движению жидкости через рабочее колеса нагнетателя, допустим, что это движение установившееся, струйное, без гидравлических потерь. Рассмотрим изменение момента количества движения массы жидкости за 1 с. При этом масса участвующей в движении жидкости составит

$$m = \rho \cdot Q \quad (2.19)$$

где:  $\rho$  - плотность жидкости,  $Q$  - подача нагнетателя

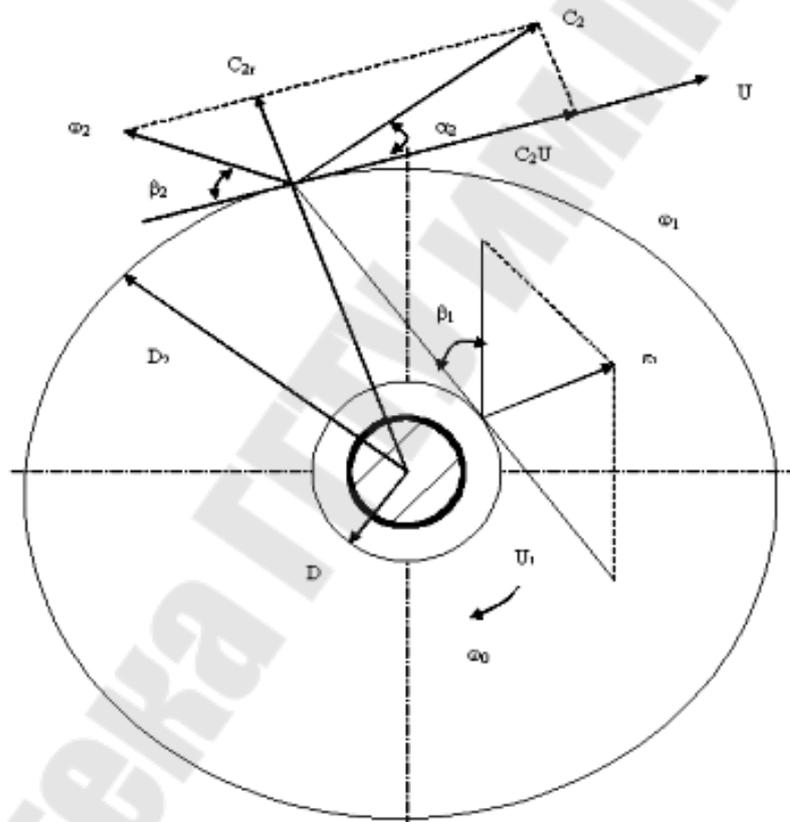


Рис.2.8. Кинематика потока в рабочем колесе нагнетателя

Момент количества движения относительно оси рабочего колеса во входном сечении при скорости движения в этом сечении  $C_1$

$$M_1 = \rho \cdot Q \cdot c_1 \cdot r_1$$

Момент количества движения на выходе из рабочего колеса

$$M_2 = \rho \cdot Q \cdot c_2 \cdot r_2$$

где:  $r_1$  и  $r_2$  - расстояния от оси колеса до вектора входной и выходной скоростей

Сумма моментов сил

$$\Sigma M_c = M_2 - M_1 = \rho \cdot Q \cdot (c_2 \cdot r_2 - c_1 \cdot r_1)$$

На массу жидкости, заполняющей межлопастные каналы рабочего колеса, действуют 4 группы внешних сил: *сила тяжести*, *силы давления* в сечениях (входа-выхода), *динамические силы* (центробежные силы) со стороны рабочего колеса и *силы трения* жидкости на обтекаемых поверхностях

$$\Sigma M_c = M_g + M_p + M_f + M_k$$

Момент силы тяжести всегда равен 0, так как плечо этих сил равно нулю (они проходят через ось вращения колеса). Момент сил давления в расчетных сечениях по той же причине так же равен нулю. А поскольку силами трения пренебрегают, то момент сил трения = 0. Следовательно, момент всех внешних сил относительно оси вращения колеса сводится к моменту динамического воздействия рабочего колеса на протекающую через него жидкость, т.е.

$$\Sigma M_c = M_k \quad (2.20)$$

Известно, что мощность, передаваемая жидкости рабочим колесом, т.е. произведение  $M_k$  на окружную скорость равна произведению расхода на теоретическое давление  $P_T$ , создаваемое нагнетателем.

$$M_{w0} = Q \cdot P_T \quad (2.21)$$

Следовательно с учетом выражений 2.20 и 2.21 будет иметь вид

$$Q \cdot P_{T\Box} = w_0 \cdot \rho \cdot Q \left( c_2 \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2 - c_1 \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1 \right) \quad (2.22)$$

Известно, что окружные скорости  $u_1$  и  $u_2$  можно представить в виде:

$$u_1 = w_0 \frac{D_1}{2}; u_2 = w_0 \frac{D_2}{2} \Rightarrow \frac{D_1}{2} = \frac{u_1}{w_0}; \frac{D_2}{2} = \frac{u_2}{w_0} \quad (2.23)$$

Подставив выражение (2.22) в уравнение (2.23) и разделив его на  $Q$  получим

$$P_{T\Box} = \rho \cdot (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1) \quad (2.24)$$

или с учетом того, что  $H = \frac{P}{\rho \cdot g}$  или  $P = \rho \cdot g \cdot H$ , уравнение

(2.24) примет вид.

$$H_T = \frac{\rho \cdot (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1)}{g} = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g} \quad (2.25)$$

Зависимость (2.25) называют основным уравнением лопастных нагнетателей или уравнением Эйлера.

Основное уравнение лопастного нагнетателя показывает, что теоретическое давление и напор, тем больше, чем больше окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса.

## 2.8 Контроль работоспособности насосных агрегатов

Контроль работоспособности насосных агрегатов осуществляется при проведении диагностических контролей (оперативного, планового, непланового) по параметрическим и вибро-акустическим критериям, а также по техническому состоянию отдельных узлов и деталей, оцениваемому при выводе насосов из эксплуатации.

Для проведения диагностических контролей используется виброаппаратура с возможностью измерения спектральных составляющих вибрации, шумомеры с возможностью измерения октавных составляющих, приборы, позволяющие определять техническое состояние подшипников качения или аналогичные им, но с большими функциональными возможностями отечественного или зарубежного производства.

Средства контроля вибрации и методы вибродиагностики должны обеспечивать решение следующих задач:

- своевременного обнаружения возникающих дефектов составных частей оборудования и предотвращения его аварийных отказов;
- определения объема ремонтных работ и рационального их планирования;
- корректировки значений межремонтных интервалов и прогнозирования остаточного ресурса составных частей оборудования по его фактическому техническому состоянию;
- проверки работоспособности оборудования после монтажа, модернизации и ремонта, определения оптимальных режимов работы оборудования.

Все магистральные и подпорные насосные агрегаты должны быть оснащены контрольно-сигнальной виброаппаратурой (КСА) с возможностью контроля текущих параметров вибрации, автоматической предупредительной сигнализацией и автоматическим отключением при предельно допустимом значении вибрации.

До установки контрольно-сигнальных средств контроль и измерение величины вибрации осуществляются портативными (переносными) средствами виброметрии, которые должны быть на каждой НПС. Контроль уровня вибрации вспомогательных насосов – насосов откачки утечек, маслонасосов, насосов систем водоснабжения и отопления и др. должен осуществляться с помощью переносной аппаратуры.

Датчики контрольно-сигнальной виброаппаратуры устанавливаются обязательно на подшипниковой опоре магистрального и горизонтального подпорного насосов для контроля вибрации в вертикальном направлении. Для вертикальных подпорных насосов датчики устанавливаются на корпусе опорно-упорного подшипникового узла насоса для контроля вибрации в вертикальном (осевом) и горизонтально-поперечном направлениях.

При наличии многоканальной виброаппаратуры рекомендуется дополнительно устанавливать датчики для контроля вибрации в горизонтально-поперечном и осевом направлениях каждого подшипникового узла. Вертикальная составляющая вибрации измеряется на верхней части крышки подшипника над серединой длины его вкладыша. Горизонтально-поперечная и горизонтально-осевая составляющие вибрации измеряются на уровне оси насоса против середины длины опорного вкладыша. Вибрация всех элементов крепления насоса к фундаменту измеряется и контролируется в вертикальном направлении. У насосов, не имеющих выносных подшипниковых узлов (насосы со встроенными подшипниками), вибрация измеряется как можно ближе к оси вращения ротора. По результатам диагностических контролей принимается решение о выводе насосов в ремонт (текущий, средний или капитальный) или их дальнейшей эксплуатации.

### **3. Устройство и принцип действия центробежных компрессоров**

Компрессор – машина для сжатия (компримирования) газа и подачи его потребителям по трубопроводным системам.

Выбор типа компрессора для применения в определенном технологическом процессе определяется рядом условий, основные из которых следующие.

1. Требуемая производительность компрессорного агрегата. Известно, что поршневые компрессоры по сравнению с центробежными имеют меньшую производительность и позволяют достигнуть высоких давлений нагнетания.

2. Условия энергоснабжения в районе установки компрессора, в зависимости от которых выбирают тип его привода.

3. Требуемый диапазон регулирования параметров компрессора, определяемый условиями технологического процесса. Более предпочтителен газомоторный привод и менее удобен электропривод.

4. Монтажеспособность, сложность конструкции компрессора, объем вспомогательного хозяйства, параметры надежности и долговечности.

5. Габаритные размеры и масса компрессорного агрегата.

Разнообразие технологических процессов, в которых применяют компрессорные машины, соответственно определяет различие в принципе их действия и конструктивном исполнении.

По принципу действия различают объемные (поршневые, винтовые, пластинчатые) и динамические компрессоры.

По типу привода компрессоры подразделены на газомотокомпрессорные, в которых компрессор выполнен заодно с газовым двигателем, и приводные. Приводом компрессоров в зависимости от требуемой частоты вращения, мощности и диапазона регулирования параметров может быть электродвигатель или турбина.

По развиваемой производительности компрессоры подразделены на малые производительностью до  $0,015\text{ м}^3/\text{с}$ , средние производительностью от  $0,015$  до  $1,5\text{ м}^3/\text{с}$  и крупные производительностью свыше  $1,5\text{ м}^3/\text{с}$ .

По развиваемому давлению в зависимости от давления нагнетания компрессоры подразделены на следующие группы: низкого  $p_n=0,2-1,0$  МПа; среднего  $p_n=1,0-10,0$  МПа; высокого  $p_n=10,0-300,0$  МПа.

По характеристике сжимаемого газа компрессоры могут быть воздушными и газовыми (для сжатия всех газов, за исключением кислорода).

По конструктивному исполнению различают компрессоры горизонтальные и вертикальные, угловые (с горизонтальными и вертикальными цилиндрами) и оппозитные (со встречным движением поршней).

### **3.1 Основные параметры работы и характеристики центробежных компрессоров**

Применяемые в ГПА газовые компрессоры выполняются без специального воздушного или водяного охлаждения, поэтому потери,

которые превращаются в тепло. В таких случаях процесс сжатия в компрессоре можно представить в виде некоторого политропического процесса с подводом тепла. В общем случае действительная линия сжатия может не совпадать с политропной, и ее условно можно рассматривать как политропу с переменным показателем  $m$ . На практике ее можно рассматривать как политропу с неким средним показателем  $m$ , определяемым по начальным и конечным параметрам газа, которые можно изменить.

Применяя методы термодинамики к процессу сжатия в компрессорах можно определить зависимость между параметрами компрессора, характеризующими его работу и которые можно штатными контролирующими приборами (состав газа, давление и температура на входе и выходе компрессора). На основании этих параметров можно рассчитать все важнейшие характеристики компрессора (напор, потребляемую мощность, производительность, КПД).

Важнейшей характеристикой является *напор* – удельная работа или энергия, приобретаемая газом и затрачиваемая компрессором при компримировании. *Политропический напор* – это энергия, которую может приобрести газ при условии, что процесс сжатия происходит по некоторому политропическому процессу и определяется следующей формулой:

$$H_p = \frac{m}{m-1} \cdot z_H \cdot R \cdot T_H \cdot \left( \varepsilon^{\frac{m}{m-1}} - 1 \right) \quad (3.1)$$

где:  $\varepsilon$  – степень повышения давления,  $\varepsilon = \frac{P_K}{P_H}$ ;

$P_H, P_K$  – соответственно начальное и конечное давления, МПа;

$R$  – газовая постоянная, кДж/кг·К;

$T_H$  – температура газа на входе в компрессор, К;

$m$  – средний показатель политропы процесса;

$z_H$  – коэффициент сжимаемости газа по условиям всасывания.

Полный внутренний напор - энергия, которую затрачивает компрессор на компримирование газа (без учета механических потерь) – определяется следующей формулой:

$$H_i = \frac{k}{k-1} \cdot z_H \cdot R \cdot T_H \cdot \left( \varepsilon^{\frac{m}{m-1}} - 1 \right) \text{ кДж/кг} \quad (3.2)$$

где:  $k$  – показатель изотропны. Остальные параметры имеют те же обозначения, что и в формуле (3.1)

Величина внутреннего напора, согласно термодинамической теории компрессорных машин, равна разности энтальпий газа в начале и конце процесса сжатия, т.е.

$$H_i = i_2 - i_1 = \Delta i, \quad (3.3)$$

Можно ввести понятие КПД компрессора, приняв в качестве полезной работы политропический напор, а в качестве затраченной работы полный внутренний напор. Их отношение определяет понятие политропического КПД компрессора;

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{H_p}{H_i} \quad (3.4)$$

Данный КПД не является коэффициентом полезного действия в энергетическом смысле, т.к. для охлаждаемых машин невозможно выделить полезную работу. Однако по политропическому КПД можно судить о степени совершенства проточной части компрессора (без учета влияния утечек, потерь на трение дисков о газ, механических потерь в подшипниках).

Внутренняя мощность определяется по выражению:

$$N_i = \rho_n \cdot Q \cdot H_i \cdot g, \text{кВт} \quad (3.5)$$

где:  $\rho_n$  – плотность газа на входе,  $\text{кг/м}^3$ .

Эффективная мощность (мощность на муфте привода):

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} \quad (3.5)$$

где:  $\eta_m$  – механический КПД.

### **3.2 Устройство и принцип действия, характеристики поршневого компрессора**

Для компримирования природного газа на КС применяют центробежные компрессоры, имеющие одну или несколько ступеней сжатия. Компрессоры, имеющие более одной ступени сжатия, называются полнонапорными.

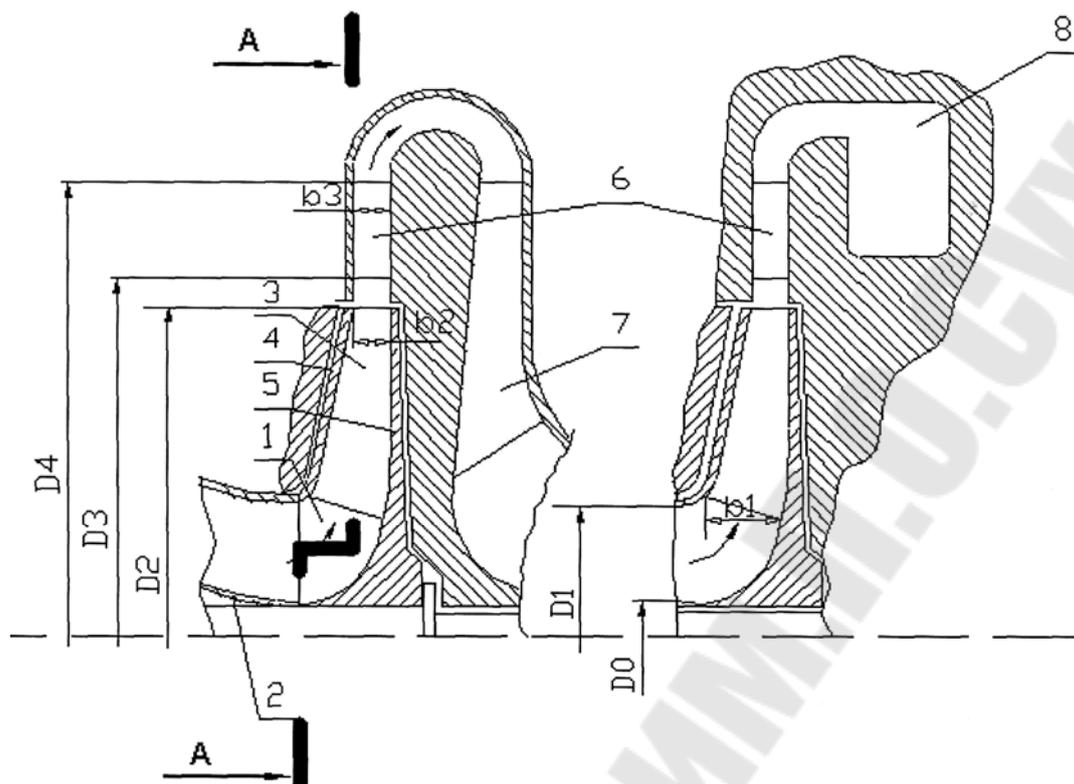


Рис. 3.1. Продольный разрез ступени центробежного компрессора:  
 а – начальная (промежуточная) ступень; б – концевая ступень; 1 – рабочее колесо; 2 – входное устройство; 3 – лопатка рабочего колеса; 4 – покрывной диск рабочего колеса; 5 – основной диск рабочего колеса; 6 – лопаточный диффузор; 7 – обратный направляющий аппарат; 8 – сборная камера (улитка).

На рис.3.1. приведена схема ступени центробежного компрессора, принцип работы которой заключается в следующем. Основным элементом компрессора является рабочее колесо, в котором потоку газа передается энергия приводного двигателя. Газ, пройдя входное устройство 2, поступает в каналы рабочего колеса 1, образованные лопатками 3 и стенками основного 5 и покрывающего 4 дисков. При вращении колес газ, находящийся между лопатками, вовлекается во вращение относительно оси колеса и под действием центробежных сил движется к его периферии. При этом происходит его частичное сжатие и увлечение кинетической энергии. После рабочего колеса газ поступает в диффузор 6, где за счет снижения скорости газа происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную и дальнейшее повышение давления.

Определяющим геометрическим параметром рабочих колес является выходной угол  $\beta_2$ , в зависимости от величины которого они классифицируются на следующие типы:

1. Насосный.  $\beta_2=15\div 30^0$ ;
2. Компрессорный.  $\beta_2=35\div 55^0$ ;
3. Колеса радиальными лопатками.  $\beta_2=90^0$ .

Наиболее употребительными являются колеса с лопатками компрессорного типа. Эффективность рабочего колеса зависит от угла  $\beta_2$  и степени реактивности (отношения статического напора к полному) и ряда других параметров. Оптимальное втулочное отношение  $D_1/D_2$  выбирается в пределах значений  $0,45\div 0,57$ . увеличение отношения сокращает длину каналов в колесе и уменьшает потери на трение, но увеличивает потери от диффузорности. Оптимальное количество лопаток зависит в первую очередь от величины угла  $\beta_2$ , и отношения  $D_1/D_2$ .

С уменьшением угла  $\beta_2$  оптимальное количество лопаток снижается, с возрастанием  $D_1/D_2$  число лопаток возрастает. При снижении количества лопаток, уменьшаются потери на трение, увеличивается степень диффузорности лопаточного канала, но при этом уменьшается напор рабочего колеса и наоборот. Лопатки с углом  $\beta_2=90^0$  применяются редко, так как при этом трудно обеспечить необходимую экономичность компрессора.

При рассмотрении многоступенчатых компрессоров необходимо различать промежуточную и конечную ступени. (рис.3.1). Промежуточная ступень состоит из рабочего колеса, диффузора и обратного направляющего аппарата, конечная ступень вместо этого аппарата имеет сборную камеру или улитку. Диффузор вместе со камерой называют выходным устройством. Часто рабочее колесо вместе с диффузором называют двухзвенной ступенью, а с добавлением обратного направляющего аппарата или сборной камеры – трехзвенной. Обратный направляющий аппарат называют диафрагмой.

Входные устройства конструируются таким образом, чтобы направить поток газа к рабочему колесу с минимальными гидравлическими потерями и максимальной равномерностью по величине и направлению скорости, потому что нарушение этих ведет к падению напора и КПД, а при работе с малыми расходами приближает границу помпажа. Конструктивно этим условиям удовлетворяет осевой входной парубок, представляющий собой конфузор круглого поперечного сечения. Одновременно конфузор может служить элементом устройства для измерения расхода газа через компрессор.

Для уменьшения силового воздействия от трубопроводов обвязки КС на корпус компрессора подводящие и отводящие патрубки располагаются сбоку или соосно. Боковой подводящий патрубок требует организации перед рабочим колесом всасывающей камеры.

Вход в рабочее колесо бывает осевым и кольцевым. Осевой вход характерен для одноступенчатых компрессоров с консольным расположением рабочего колеса и позволяет получить высокую равномерность потока по радиусу. Кольцевой вход выполняется в межопорных роторах, иногда при этом используется входной направляющий аппарат.

Наиболее важной частью выходного устройства, в которой кинематическая энергия потока после рабочего колеса преобразуется в потенциальную, является диффузор.

Наиболее простым являются безлопаточные диффузоры, характеризующиеся широкой зоной устойчивой работы и минимальных потерь, нечувствительностью к загрязненной среде, минимальным обратным воздействием на рабочее колесо. Недостатком безлопаточного диффузора является то, что при параллельных стенках необходимо иметь отношение  $D_4/D_2=2$  для снижения абсолютной скорости потока, что ведет к увеличению радиальных размеров компрессора. В газовых компрессорах преимущественно используют лопаточные диффузоры с однорядной решеткой, размещая их после небольшого участка безлопаточного диффузора с параллельными стенками. Это необходимо для снижения динамического воздействия лопаточного диффузора на рабочее колесо.

В одноступенчатых компрессорах предпочтителен безлопаточный диффузор, однако в двухступенчатых компрессорах безлопаточный диффузор предопределяет повышенные потери в обратном направляющем аппарате в зоне нерасчетных режимов.

Обратные направляющие аппараты применяются только в двух- и многоступенчатых компрессорах, их назначением является подача предварительно закрученного потока газа с периферийной части предыдущей ступени к входу в рабочее колесо следующей ступени с минимальными потерями и максимальной равномерностью.

В одноступенчатых компрессорах и последних ступенях многоступенчатых компрессоров за диффузором располагается сборная камера, которая выполняется или в виде улитки (с переменной площадью поперечного сечения) или в виде кольцевой камеры постоянного сечения. Сборная камера соединяется с напорным патрубком компрессора с помощью выходного диффузора. Суммарные потери энергии в сборной камере и выходном диффузоре при безлопаточном диффузоре составляют 5-7%. Лопаточный диффузор обеспечивает несколько меньший уровень потерь в сборных камерах.

Работа компрессоров характеризуется определенной совокупностью технологических параметров, которая при равновесном режиме

образует статическую характеристику компрессора. К этой совокупности параметров относятся давления и температуры газа на входе и выходе компрессора. Объемная или массовая производительность, потребляемая мощность, КПД. Обычно характеристики изображают в виде графиков, которые характеризуют не только расчетный режим работы компрессоров, но и всю совокупность технологических параметров при переменных режимах работы.

Определенные опытным путем характеристики позволяют судить о соответствии расчетных и действительных параметров работы и степени совершенства компрессора. Построение характеристик осуществляется по определенным методикам. При снятии характеристик на испытательном стенде можно осуществить прямое изменение мощности на валу компрессора и можно измерить производительность (объемную или массовую) с помощью измерительных устройств. Способ представления характеристик выбирают из условия минимума числа операций по их пересчету при отклонении параметров работы компрессора от номинальных значений.

Проведенный комплекс измерений параметров при испытаниях компрессора позволяет непосредственно построить зависимости  $\varepsilon = \varepsilon(Q, n)$  и  $\eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{пол}}(Q, n)$  которые имеют наиболее простой вид и, располагая которыми, можно определить все параметры, характеризующие работу компрессора (давление выхода, коммерческую производительность, потребляемую мощность и др.).

Обычно характеристики изображаются в виде графиков, типичный вид которых изображен на рис.3.2.

На рисунке изображены зависимости степени повышения давления  $\varepsilon$  и политропического КПД  $\eta_{\text{пол}}$  от объемной производительности  $Q$  при различных частотах вращения  $n$ . Из графиков видно, что максимальный КПД достигается при определенном значении производительности, величина которой возрастает при возрастании частоты вращения.

Зона возможных режимов работы компрессора ограничена линиями изодром (линиями постоянной скорости вращения ротора компрессора  $n = \text{const}$ )  $ac$  и  $bd$ , а так же линиями  $ab$  и  $cd$ . Изодрома  $bd$  ограничивает максимальную частоту вращения исходя из условий динамической устойчивости привода. Линия  $cd$  определяет границу неэффективной работы компрессора. Особое значение имеет линия  $ab$ , отделяющая зону эффективной работы компрессора от зоны неустойчивой работы и называемой границей помпажа. Работы компрес-

сера левее границы помпажа характеризуется большими пульсациями газа, вызывающими чрезмерное возрастание напряжений в деталях ротора и подшипников, что может привести к тяжелым авариям. Поэтому работа компрессора в области помпажа недопустима даже кратковременно. Линия границы помпажа для каждой частоты вращения определяется значением производительности, левее которой находится зона неустойчивой работы, при этом, чем выше частота вращения, тем выше граничное значение производительности.

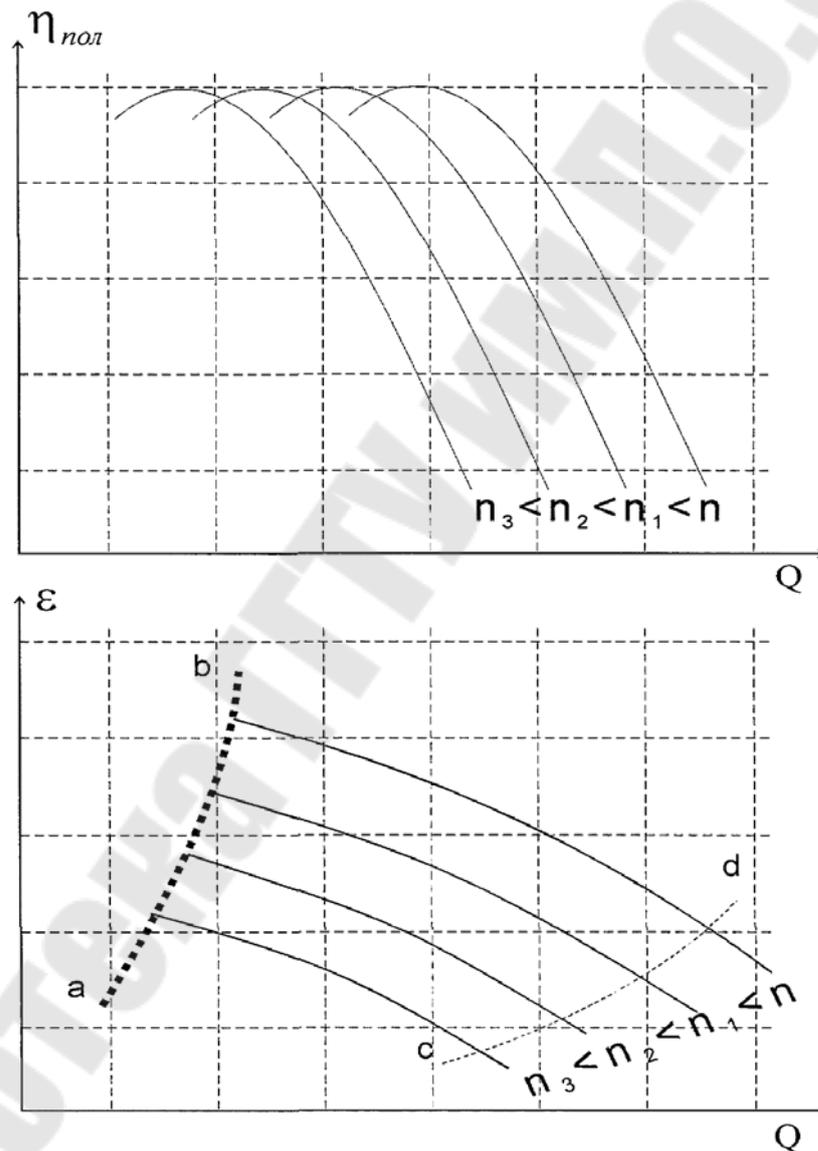


Рис. 3.2. Типичные характеристики центробежного компрессора

Изображенные характеристики носят название *нормальных*, но они обладают существенным недостатком, т.к. они справедливы только для тех условий (состав газа, температура и давление), при которых их определяли. При изменении этих условий необходимо иметь уже другие

характеристики, соответствующие изменившимся условиям. Для устранения этих недостатков применяют *универсальные* характеристики, которые могут быть как приведенными, так и безразмерными.

Характеристики компрессоров более удобно изображать в приведенных координатах, которые, как и безразмерные, не зависят от начальных параметров газа. Такие характеристики являются размерными и поэтому более удобны в практике инженерных расчетов. Приведенные характеристики пропорциональны соответствующим безразмерным характеристикам и при соответствующем выборе масштабов совпадают.

ВНИИГАЗом для всех типов центробежных компрессоров, используемых для перекачки газа, разработаны приведенные характеристики, учитывающие химический состав газа с газовой постоянной  $R$ , коэффициент сжимаемости  $z$  и начальную температуру  $T_H$ . Они представляют собой зависимости приведенной степени повышения давления  $\varepsilon_{\text{пр}}$ , политропического КПД  $\eta_{\text{пол}}$ , приведенной относительно внутренней мощности  $\left[ \frac{N_i}{\rho_H} \right]_{\text{пр}}$  от  $Q$ .

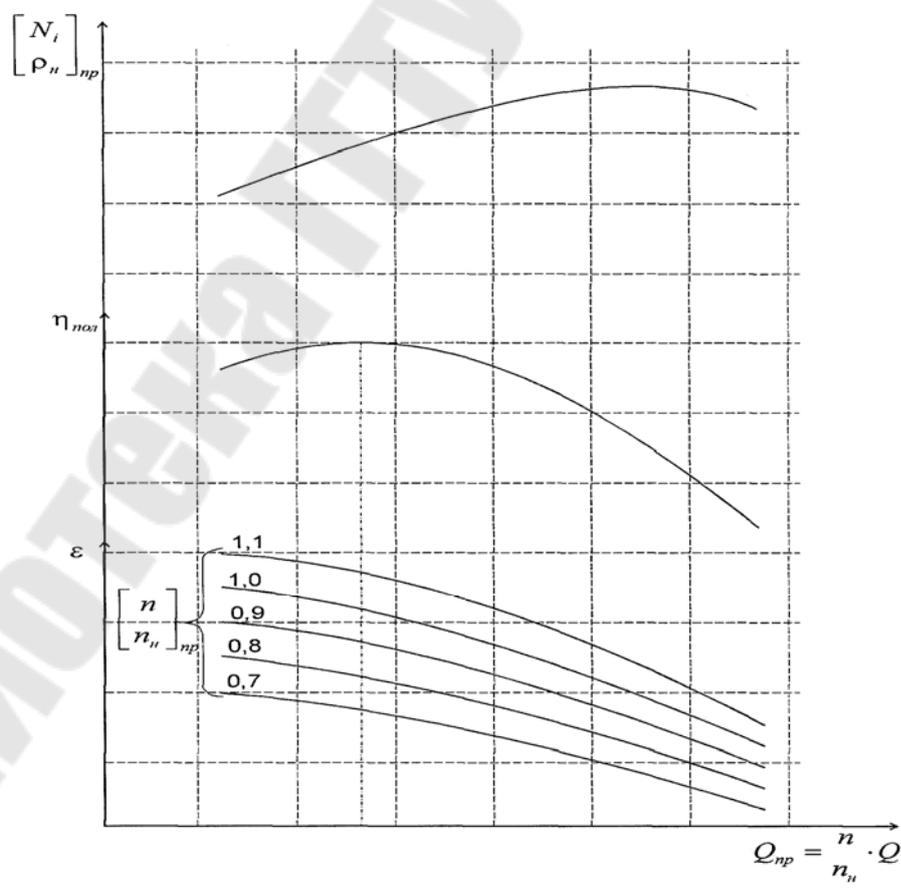


Рис.3.3. Приведенные характеристики центробежного компрессора

#### 4. Технологические схемы компрессорных станций

На магистральных газопроводах сооружают компрессорные станции (КС), предназначенные для повышения давления газа до величин, определяемых прочностью труб и оборудования. Применяют два вида КС, имеющих разные технологические схемы: КС, оборудованные газомоторными поршневыми компрессорами (ГМК); КС, оборудованные центробежными нагнетателями с приводом от газотурбинных установок (ГТУ) или электродвигателей.

Компрессорные станции с поршневыми газоперекачивающими агрегатами (ГПА) нашли широкое применение на магистральных газопроводах и станциях подземного хранения газа (СПХГ).

По технологической схеме КС, оборудованной ГМК (рис.4.1), газ, поступающий из газопровода 1, проходит очистку в пылеуловителях 2 и направляется в коллектор 3, откуда поступает на ГМК 6. Сжатый газ направляется в нагнетательный коллектор 5, а затем при необходимости в оросительный холодильник 7 или на осушку 8. После этого газ поступает на одоризацию 9 и на замерный участок 10 и далее в магистральный газопровод. Для улавливания масла установлены маслоуловители 4. В данной схеме все ГМК подключены параллельно, и при необходимости каждый из них может быть выведен в резерв.

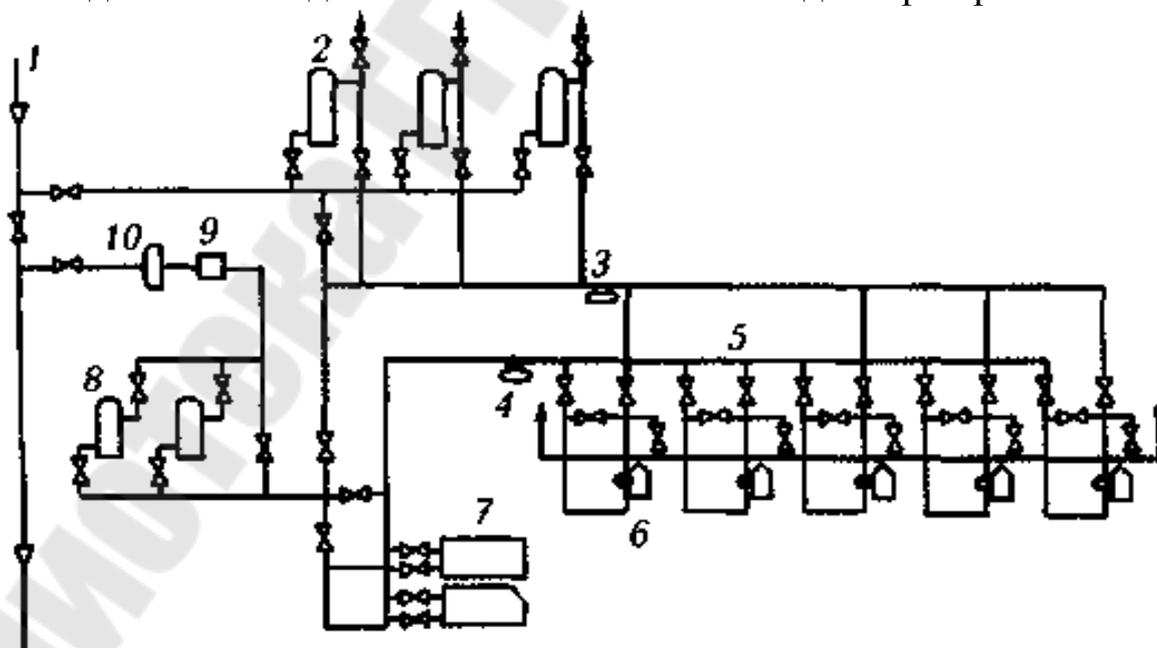


Рис.4.1. Технологическая схема КС, оборудованная ГМК.

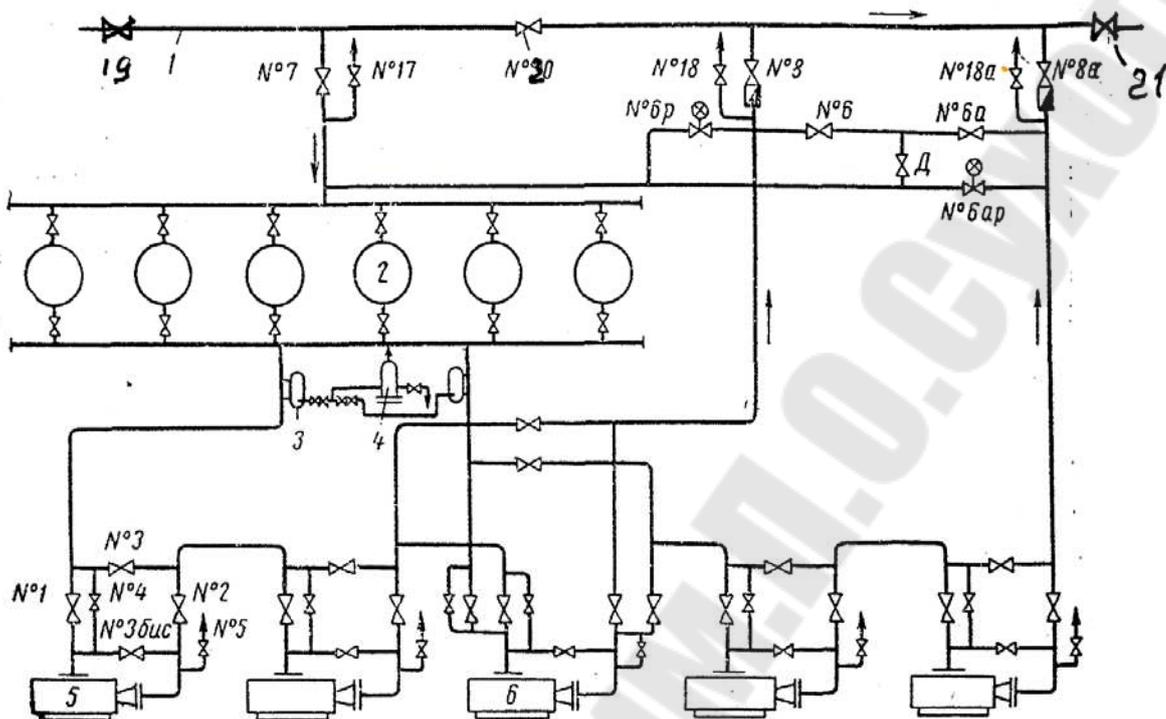


Рис.4.2. Технологическая схема КС, оснащенная центробежными нагнетателями с приводом от ГТУ

Из магистрального газопровода через кран 7 транспортируемый газ поступает в вертикальные масляные пылеуловители, внутренний диаметр которых 2400 мм. После пылеуловителей на пути транспортируемого газа установлены маслоуловитель и маслосборник.

Запорная арматура, обеспечивающая основные технологические процессы по перекачке газа в пределах компрессорного цеха, состоит из шести кранов: 1, 2, 3, 3бис, 4, и 5. краны 1, 2 – непосредственно отсекающие, с автоматическим управлением. Возможно также управление с местного щита или от узла управления, установленного в непосредственной близости от крана. Предусмотрено и ручное управление . условный проходной диаметр кранов 700 мм. Кран 3 – проходной, открыт при неработающем агрегате. Управление и конструкция его такие же, как и кранов 1 и 2. Кран 4 (байпас крана 1) – загрузочный. Через него и далее через свечу с установленным на ней краном 5 продувают систему перед загрузкой агрегата и заполняют контур нагнетателя газом при закрытии крана 5. Условный проходной диаметр кранов 4 и 5 составляет 50 мм. Кран 3бис образует малый контур нагнетателя; открыт при выводе агрегата на режим холостого хода, при

загрузке и остановке; закрыт при нормальной работе центробежного нагнетателя; имеет автоматическое управление.

На схеме КС показаны и так называемые общестанционные краны. К ним относятся краны 6, 6а, Д, 6р, 6ар, а также краны 7, 7а, 8, 8а, обеспечивающие подключение КС к магистральному газопроводу. Краны 6, 6а, 6р, 6ар, установленные на перемычке между приемным и нагнетательным участками газопровода, образуют большой, или пусковой, контур компрессорной станции и используется перед загрузкой компрессорной станции. Краны 6р, 6ар, применяются также для регулирования работы компрессорной станции посредством перепуска газа с линии нагнетания на линию входа. Например, при последовательной работе двух агрегатов и внезапной остановке одного из них система защиты предусматривает одновременное открытие крана 6 или 6а в зависимости от того, в какой паре агрегатов произошла аварийная остановка.

Кран Д при работе КС на большой контур используют в качестве дросселя для создания необходимого сопротивления, так как в противном случае машины будут работать в зоне больших объемных расходов, что, в свою очередь, приведет к росту усилий на роторы нагнетателей.

Наиболее сложная операция при эксплуатации компрессорной станции – пуск ее агрегатов в работу, что осуществляется после того, как участки газопровода КС до кранов 1, 2 заполнены газом. При работе газотурбинной установки на холостом режиме открывается кран 4, и контур через кран 5 продувают в течение 30 с. После закрытия крана 5 контур нагнетателя заполняют газом, и агрегат работает через кран 3бис на малом контуре. Затем открывают краны 1,2 а кран 3бис закрывают. Агрегат начинает работать на большой контур, после чего его переводят на работу в сеть магистрального газопровода

Газотурбинный привод ГПА составляет 72% от общей мощности КС. В результате технико-экономических обоснований принят следующий ряд мощностей, обеспечивающих оптимальные параметры компрессорных станций в диапазоне диаметров от 700 до 1400 мм: 6,3,10,16,25 тыс. кВт. Созданы новые типы ГПА, отвечающие условиям транспорта газа. На КС газопроводов используют агрегаты импортного производства. Центробежные нагнетатели предназначены для компримирования природного газа. Они дают возможность работать при параллельном и последовательном соединениях. Конструкция их позволяет легко заменять роторы с рабочими колесами различных диаметров.

Силовая турбина представляет собой двухступенчатую активно-реактивную турбину с охлаждением обода. Номинальная мощность турбины 11560 кВт при температуре  $T=273+25$  К и высоте над уровнем моря 300 м. Компрессор RF2BB-30 устанавливают на плите основания, на которой расположены насосы уплотняющего масла, дренажные ловушки и щит контрольно-измерительных приборов (КИП). Корпус компрессора представляет собой стальную отливку. Торцевая крышка и входной воздухоотборник съемные, что обеспечивает доступ к проточной части и ротору. Проточная часть состоит из направляющего аппарата первой ступени, рабочих колес, диафрагмы, направляющего аппарата второй ступени. Ротор в сборе включает следующие детали: рабочие колеса первой и второй ступени, кольцо упорного подшипника, разгрузочный поршень, зубчатую передачу вспомогательного привода и вал рабочего колеса.

Компрессорные станции магистральных газопроводов делят на головные (ГКС) и промежуточные.

Объекты КС условно можно разбить на две группы: технологических и подсобно-вспомогательных операций.

К первой группе относят узлы: очистки газа от механических примесей и жидкости; компримирования газа; охлаждения газа.

Ко второй группе относят: узел редуцирования давления пускового и топливного газов и газа для собственных нужд; трансформаторную подстанцию или электростанцию для собственных нужд; котельную или установку утилизации тепла; склад горюче-смазочных материалов (ГСМ); ремонтно-эксплуатационный блок (РЭБ); службу связи; служебно-эксплуатационный блок (СЭБ); объекты водоснабжения; очистные сооружения канализации.

Необходимость охлаждения газа диктуется следующими соображениями. При компримировании газа возникает тепло, которое сохраняется в газовом потоке, так как теплоотдача в окружающую среду незначительная. Вследствие этого ухудшается режим работы КС, увеличивается расход мощности и расход газа на собственные нужды. Кроме того, увеличение температуры может привести к размягчению изоляции и нарушению ее целостности. Количество тепла, подводимое к потоку транспортируемого газа при компримировании, зависит от пропускной способности КС, температуры газа на входе, степени сжатия, показателя адиабаты и политропического  $K.P.D.$  нагнетателя. Это количество тепла эквивалентно рабочей мощности ГПА на КС.

При охлаждении газа водой используют следующие теплообменные аппараты: кожухотрубчатые, оросительные и типа “труба в трубе”. Кроме теплообменников, они включают: устройства для охлаждения воды, коммуникации, насос коллектор газа, приборы контроля и управления. При охлаждении воздухом применяют аппараты воздушного охлаждения различных типов.

Технологическая схема КС зависит от выбранного типа оборудования, числа параллельно работающих групп, производительности газопровода. Она включает в себя газопроводы технологического, топливного, пускового, импульсного и бытового газов. Коммуникации технологического газа обеспечивают транспортировку газа в пределах КС. В них входят установки для очистки газа от пыли, холодильники для его охлаждения, маслоуловители и маслосборники.

#### **4.1 Эксплуатация оборудования компрессорных станций**

##### *Эксплуатация ГМК*

Режим работы компрессорной установки должен быть максимально приближен к расчетному. Основные показатели режима работы КС – давление газа на входе и выходе и пропускная способность КС. На отклонение режима работы компрессорной установки могут оказывать влияние следующие параметры: частота вращения и часовой расход топлива, частота вращения и среднее индикаторное давление (для силовой части), частота вращения и часовая производительность, давление газа на входе и выходе и среднее индикаторное давление (для компрессорной части).

Пуск ГМК зависит в основном от следующих факторов: давления пускового воздуха в баллонах; чистоты трубопроводов пускового воздуха; исправности систем пуска, зажигания и питания топливом; температуры воды в системе охлаждения; температуры смазочного масла; исправности автоматики; квалификации обслуживающего персонала. При пуске ГМК необходимо следить за тем, чтобы в коллекторах отсутствовало давление газа. Перед подачей топлива в силовые цилиндры их необходимо продуть для удаления взрывоопасной смеси. Для обеспечения надежного пуска ГМК необходимо:

1. подогревать агрегат перед пуском циркуляции воды системы охлаждения;
2. подогревать смазывающее масло;

3. поддерживать в баллонах пускового воздуха необходимое давление (1,7 МПа).

При сгорании топлива в цилиндрах двигателя вследствие трения деталей выделяется большое количество тепла, которое необходимо отводить с помощью системы охлаждения, обеспечивающей: отвод тепла от деталей и узлов, охлаждение смазочного масла, охлаждение газа, сжимаемого в ГМК.

В ГМК смазочное масло предназначено для создания жидкостного трения в трущихся парах и отвода избыточного тепла. От правильного обеспеченной системы смазки зависят надежность и долговечность.

В систему питания топливом ГМК входят:

1. элементы газоснабжения, установки, приборы регулирования и контроля состояния газа в системе питания;
2. установки, узлы и приборы для приготовления и подачи газообразной горючей смеси в цилиндрах.

К системе питания предъявляют следующие требования:

1. подача топлива и его перемешивание с воздухом к концу сжатия должны обеспечивать создание однородной газозоообразной смеси по всему объему камеры сгорания;
2. количество топлива поступающего, поступающего в цилиндры за каждый цикл, должно соответствовать количеству воздуха, заполняющего цилиндр;
3. количество газозоообразной смеси, поступающей в разные цилиндры агрегата за один в течение всего периода работы на данном режиме, должно быть одинаковым по величине и составу;
4. при изменении нагрузки подача необходимого количества топлива должна изменяться автоматически.

### *Эксплуатация ГТУ*

Успешная эксплуатация ГТУ зависит от ее конструкции, качества монтажа или ревизии. Надежность работы машины, развиваемая мощность, коэффициент полезного действия в большей степени зависят от качества сборки узлов ГТУ. При сборке необходимо строго выдерживать допустимые зазоры. При увеличении зазора по проточной части резко снижаются к.п.д. и мощность.

При работе ГТУ большая часть узлов подвергается воздействию высоких температур. Для компенсации температурных удлинений предусматривают линейные компенсаторы, а по опорам – свободное

перемещение элементов агрегата. Уровень теплового режима узлов агрегата обеспечивается системой воздушного охлаждения.

Перед началом пусконаладочных работ необходимо выполнить вспомогательное опробование трубопроводов, проверку арматуры, узлов управления кранами, испытание кабельных коммуникаций, ревизию электрооборудования, КИП, щитов управления и автоматики. При подготовке к пуску из холодного состояния необходимо провести внешний осмотр и проверку основного и вспомогательного оборудования. После общей поверки маслосистемы и циркуляционного водоснабжения проверяют масляные насосы и подачу масла к подшипникам. Необходимо проверять, нет ли течи на маслопроводах.

Последовательность операций при пуске агрегата и выводе его на режим минимальной нагрузки определяется конструктивными особенностями турбины нагнетателя, вспомогательного оборудования и запорной арматуры в соответствии с инструкцией завода-изготовителя. Большое значение для нормальной и безотказной работы системы автоматического регулирования и защиты подшипников и других узлов имеют чистота и качество масла.

Основные принципы работы агрегата и системы автоматики для всех типов газовых турбин остаются неизменными и отличаются конструктивным оформлением, но, несмотря на это, для каждого типа ГТУ имеются разработанные правила и инструкции.

При обслуживании агрегата любое показание прибора, не соответствующее допустимым параметрам, служит сигналом о неисправности какого-либо узла или системы агрегата. В нормально работающем агрегате перепад температуры масла на входе и выходе из подшипников не должен превышать 283-286 К. Необходимо брать пробу масла на анализ его чистоты один раз в смену и систематически проверять отдельные узлы агрегата на вибрацию.

## 4.2 Расчет параметров газа, определение режима течения газа

Для определения расчетных параметров газа необходимо провести следующие расчеты:

1. Определить средние параметры газа, используя расчетные параметры смеси газа и следующие зависимости:

Молекулярная масса

$$\mu^* = \sum a_i \cdot \mu_i^* \quad (4.1)$$

Газовая постоянная

$$R = \frac{\bar{R}}{\mu^*} \quad (4.2)$$

где  $\bar{R} = 8314$  Дж / (кг · град) - универсальная газовая постоянная

$\Delta = \frac{\mu^*}{\mu_B}$  - относительная плотность по сравнению с воздухом

$\mu = \sum a_i \cdot \mu_i$  - динамическая вязкость смеси

$\rho = \sum a_i \cdot \rho_i$  - средняя плотность смеси

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$  - кинетическая вязкость

$T_{кр} = \sum a_i \cdot T_{кp i}$  - средняя критическая температура

$P_{кр} = \sum a_i \cdot P_{кp i}$  - среднее критическое давление

2. Средняя температура газа  $T_{cp}$  для труб  $d=1020$  мм и выше определяется с учетом эффекта Джоуля – Томпсона.

$$T_{cp} = T_{гр} + \frac{T_H - T_{гр}}{a \cdot L_{KC}} \cdot (1 - e^{-a \cdot L_{KC}}) - D_{icp} \cdot \frac{P_H^2 - P_K^2}{2aL_{KC} \cdot P_{cp}} \cdot \left(1 - \frac{1 - e^{a \cdot L_{KC}}}{aL_{KC}}\right) \quad (4.3)$$

$$\alpha = \frac{62,6 \cdot k \cdot D_H}{Q \cdot \Delta C_p} \quad (4.4)$$

где:  $T_{cp}$  – температура грунта на глубине заложения газопровода, К;

$a$  – параметр Шухова;

$T_H$  – температура газа в начале расчетного участка газопровода, К;

$L$  – длина расчетного участка, км;

$e$  – основание натурального логарифма, равное 2,718;

$C_p$  – удельная теплоемкость газа, Дж/К;

$D_{kc}$  – средний для расчетного газопровода коэффициент Джоуля – Томпсона, К/МПа;

$k$  – коэффициент теплоотдачи от газа в грунт, Вт/м<sup>2</sup>;

$D_H$  – наружный диаметр, мм;

$P_{cp}$  – среднее давление в газопроводе, МПа;

$P_H$  и  $P_K$  – давление в начале и в конце трубопровода, МПа;

$Q$  – объемная производительность трубопровода, млн.м<sup>3</sup>/сутки.

3. Среднее давление в газопроводе:

$$P_{\text{ср}} = \frac{2}{3} \cdot \left( P_{\text{н}} + \frac{P_{\text{к}}^2}{P_{\text{н}} + P_{\text{к}}} \right) \quad (4.5)$$

4. Коэффициент сжимаемости газа  $z$  определяется в зависимости от приведенных параметров  $P_{\text{пр}}, T_{\text{пр}}$  по графикам:

$$P_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{ср}}}{P_{\text{кр}}} \quad (4.6)$$

$$T_{\text{пр}} = \frac{T_{\text{ср}}}{T_{\text{кр}}} \quad (4.7)$$

или по формуле

$$z_{\text{ср}} = 1 - 0,4273 \left( \frac{P_{\text{ср}}}{P_{\text{кр}}} \right) \cdot \left( \frac{T_{\text{ср}}}{T_{\text{кр}}} \right)^{-3,668} \quad (4.8)$$

где:  $T_{\text{ср}}$  и  $P_{\text{ср}}$  – средние температура и давление газа;  
 $T_{\text{кр}}$  и  $P_{\text{кр}}$  – средние критические температура и давление газа.

Природа гидравлического сопротивления для газа и капельной жидкости одна и та же. Поэтому нет принципиальных различий между формулами, определяющими коэффициент гидравлического сопротивления для газопроводов и нефтепроводов. Однако при расчете магистральных газопроводов обычно пользуются специальными формулами. Число таких формул велико, и порой трудно решить, какой из них следует отдать предпочтение. После появления универсальных формул  $\lambda = \lambda(\text{Re}, k/D)$ , учитывающих как число Рейнольдса, так и относительную шероховатость труб ( $k/D$ ), стали пользоваться формулой

$$\lambda = 0,067 \left( \frac{158}{\text{Re}} + \frac{2k}{D} \right)^{0,2} \quad (4.9)$$

При режиме гладкого трения, когда  $\frac{158}{\text{Re}} \gg \frac{2k}{D}$ ,

$$\lambda = \frac{0,1844}{\text{Re}^{0,2}} \quad (4.10)$$

При квадратичном режиме, когда  $\frac{158}{\text{Re}} \ll \frac{2k}{D}$

$$\lambda = 0,067 \left( \frac{2k}{D} \right)^{0,2} \quad (4.11)$$

В частном случае, когда  $k = 0,03$  мм,  $\lambda$  определяют по формуле

$$\lambda = 0,03817 / D^{0,2} \quad (4.12)$$

Квадратичный режим движения газа – обычный для магистральных нефтепроводов. Режим смешанного трения бывает при неполной загрузке газопровода. Режим гладкого трения характерен для распределительных газопроводов в населенных пунктах.

Переход от режима смешанного трения к квадратичному происходит при числе Рейнольдса, рассчитываемому по формуле:

$$Re_{пер} = 11 \left( \frac{2k}{D} \right)^{-1,5} \quad (4.13)$$

Если  $Re > Re_{пер}$ , то режим квадратичный.

Число Рейнольдса удобно представить в следующем виде:

$$Re = \frac{4 \cdot Q \cdot \rho_{г}}{\pi \cdot D \cdot \mu} = \frac{4 \cdot \Delta \rho_{возд} \cdot Q}{\pi \cdot D \cdot \mu} \quad (4.14)$$

выразив  $Q$  в млн.м<sup>3</sup>/сутки,  $D$  – в мм и  $\mu$  – в Па·с

$$Re = 17,75 \cdot 10^3 \cdot \frac{Q \Delta}{D \mu} \quad (4.15)$$

Из формул (4.14 и 4.15) можно получить выражения для расхода соответствующего  $Re_{пер}$ :

$$Q_{пер} = \frac{0,219 \cdot 10^{-3} \cdot D^{2,5} \mu}{k^{1,5} \Delta}, \text{ млн.м}^3 / \text{сутки} \quad (4.16)$$

Режим считается квадратичным, если  $Q > Q_{пер}$ .

Определение расстояния между КС:

- для квадратичного режима:

$$l = \frac{(1,67 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot E \cdot D^{2,6})^2 \cdot \frac{P_{н}^2 - P_{к}^2}{Q_{сут}^2}}{\lambda \cdot \Delta T_{ср} \cdot z_{ср}} \quad (4.17)$$

где:  $\varphi$  – коэффициент, учитывающий наличие в газопроводе подкладных колец (при отсутствии подкладных колец  $\varphi=1$ , при расстоянии между подкладными кольцами 12 м  $\varphi=0,975$  и при расстоянии между подкладными кольцами 6 м  $\varphi=0,95$ );

$E$  – коэффициент учитывающий состояние внутренней поверхности труб ( $E = 0,9 \div 1,1$ );

- для переходного режима:

$$l = \frac{(0,332 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot E \cdot D^{2,6})^2 \cdot \frac{P_{н}^2 - P_{к}^2}{Q_{сут}^2}}{\lambda \cdot \Delta T_{ср} \cdot z_{ср}} \quad (4.18)$$

Для новых труб  $\alpha, \varphi, E = 1$ .

Зная расчетное расстояние между КС, определяют их число по формуле:

$$n_0 = \frac{L}{l} \quad (4.19)$$

полученное число станций (при необходимости) округляют до целого числа  $n$  и определяют фактическое расстояние  $l_{\Phi}$  между КС:

$$l_{\Phi} = \frac{L}{n} \quad (4.20)$$

### Расчет параметров КС и ГМК

Потребляемую мощность и производительность ГПА определяют по загрузочным характеристикам, при их отсутствии – расчетным путем.

Объемная производительность ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ).

$$Q = V_h \cdot n \cdot \lambda_T \cdot \lambda_T \cdot \left[ 1 - \alpha_c \left( \frac{z_H}{z_K} \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (4.21)$$

где:  $V_h$  – рабочий объем цилиндра;  
 $n$  – частота вращения компрессора;  
 $\lambda_T$  – коэффициент герметичности, равный 0,977;  
 $\lambda_T$  – коэффициент температуры, равный  $0,95 \div 0,98$ ;  
 $z_H, z_K$  – коэффициенты сжимаемости газа при условиях соответственно на входе и выходе компрессора;  
 $\alpha_c$  – суммарный относительный объем мертвого пространства

Рабочий объем цилиндра ( $\text{м}^3$ ) для компрессора:

Одинарного действия:

$$V_h = i \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad (4.22)$$

Двойного действия:

$$V_h = i \frac{\pi}{4} (2D^2 - d_{ш}^2) \cdot S \quad (4.23)$$

где:  $i$  – число цилиндров компрессора;  
 $D$  – диаметр компрессорного цилиндра;  
 $d_{ш}$  – диаметр штока компрессорного цилиндра;

$S$  – ход поршня компрессорного цилиндра.

Потребляемая мощность (ВТ) поршневого ГПА.

$$N_e = P_{\text{вх}} \cdot V_h \cdot n \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left(\frac{1+C_{\text{инд}}}{\eta_{\text{мех}}}\right) \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \cdot \left[1 - \alpha_c \left(\frac{z_{\text{н}}}{z_{\text{к}}} \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)\right] \quad (4.24)$$

где:  $C_{\text{инд}}$  – коэффициент потери индикаторной мощности за счет гидравлического сопротивления;

$\eta_{\text{мех}}$  – механический КПД компрессора, равный  $0,9 \div 0,95$ ;

$P_{\text{вх}}$  – давление на входе;

$n$  – частота вращения вала;

$k$  – показатель адиабаты.

Потребляемая мощность  $N_e$  должна находиться в пределах располагаемой мощности  $N_e^P$

Располагаемую мощность газомоторного привода поршневого ГПА в зависимости от условий работы определяют по формуле

$$N_e^P = N_e^H \cdot \left(1 - 1,65 \cdot 10^{-3} [745 - P_a + 3 \cdot (T_3 - 30) - 1,165 \cdot (P_s - 22)]\right) \quad (4.25)$$

где:  $P_s$  – парциальное давление водяных паров, зависящих от относительной влажности и температуры воздуха на входе двигателя;

Значение  $N_e^H$  не должно превышать значение  $N_e^P$  при получении большого значения принимаем  $N_e^P = N_e^H$ .

## 5. Характеристика сети трубопроводов. Работа центробежных компрессоров на сеть трубопроводов

Каждый компрессор (группа компрессоров) включены в сеть. *Сетью* называется совокупность устройств трубопровода (технологических аппаратов, резервуаров, различных проточных сосудов), соединенных отрезками трубопроводов с установленными регулирующими органами, запорной и трубопроводной арматурой.

Характеристика сети трубопроводов выражается графической зависимостью полного напора  $H_c(\Delta p)_c$  от расхода сети  $Q_c$ . При перекачке жидкости полный напор складывается из геодезической высоты  $h_{\Gamma}$ , напора  $h_{\tau}$ , необходимого для преодоления гидравлического сопротивления, и напора  $h_{\kappa}$ , характеризующего избыточное давление в конечном сечении сети:

$$H = h_{\Gamma} + h_{\tau} + h_{\kappa} \quad (5.1)$$

$$h_{\Gamma} = z_2 - z_1 \quad (5.2)$$

где:  $z_1$  и  $z_2$  разность геометрических отметок соответственно начальной и конечной точек сети трубопроводов.

Сумма  $h_{ст} = h_{г} + h_{к}$  – статический напор, который может быть положительным, отрицательным и равным нулю. Уравнение (5.1) можно записать так:

$$H = h_{ст} + A \cdot Q^2$$

где:  $A$  – коэффициент сопротивления сети, определяемый ее размерами и конструкцией. Следовательно, гидравлическая характеристика будет представлена кривой параболического вида, отсекающей на оси напора отрезок  $h_{ст}$ ,  $Q=0$

Характеристику сети в случае перемещения газа можно получить с помощью уравнения:

$$p_1^2 - p_2^2 = \lambda' \cdot \rho_{ст} \cdot T_{ст} \cdot z \cdot Q_{ст}^2 \quad (5.3)$$

где:  $p_1$  и  $p_2$  – давления в начале и в конце сети;  
 $\lambda'$  – коэффициент сопротивления сети;  
 $\rho_{ст}$ ,  $T_{ст}$ ,  $Q_{ст}$ , – соответственно плотность, температура и пропускная способность газопровода в стандартных условиях;  
 $z$  – средний коэффициент сжимаемости перекачиваемого газа.

Если в уравнении (5.3) произведение членов, определяемое конструкцией трубопроводов и характеристикой рабочего тела, обозначим символом  $A$ , получим:

$$p_1^2 - p_2^2 = A Q^2 \quad (5.4)$$

или

$$p_1 = \sqrt{p_2^2 + A Q^2} \quad (5.5)$$

Давление  $p_2$  обычно задано. Характеристика сети газопровода представлена на рис.5.1.

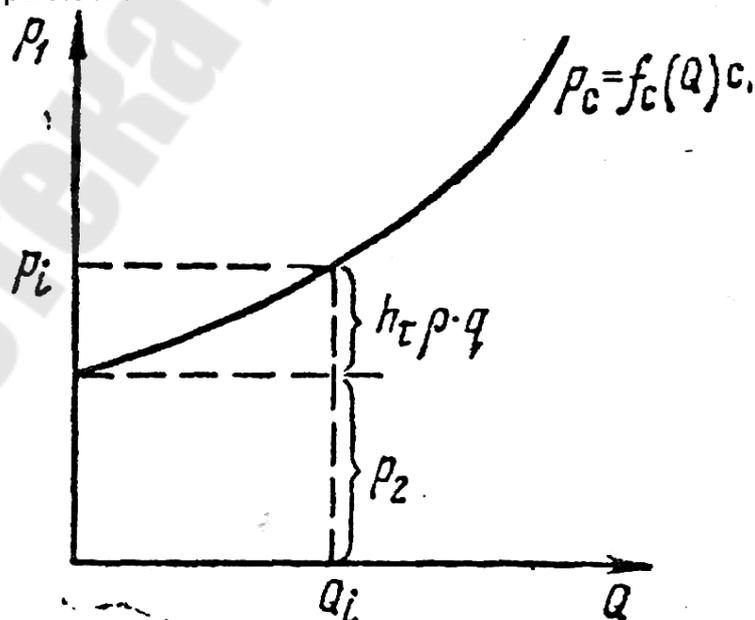


Рис. 5.1. Характеристика газопровода

Смысл гидравлической характеристики сети трубопроводов заключается в следующем: если через трубопроводную систему требуется перекачать рабочее тело, в начале трубопроводной системы необходимо создать напор  $H$  или давление  $p_1$  при этом одна часть напора (давления) будет израсходована на преодоление гидравлической высоты нагнетания ( $h_{ст}$ ), а другая – на преодоление гидравлических потерь при движении рабочего тела по трубопроводной системе.

В трубопроводных системах источником энергии, необходимой для перемещения транспортируемого газа, служит компрессор.

Для определения расчетного режима работы системы необходимо рассмотреть условия совместной работы сети и компрессора, которые сводятся к анализу материального и экономического баланса. Условия материального баланса выражают закон сохранения массы или неразрывности потока, а энергетического – закон сохранения энергии, получаемой и затрачиваемой компрессором.

Материальный баланс системы выражает равенство массовой подачи компрессора и пропускной способности сети.

Условия энергетического баланса выражает равенство механической энергии, получаемой газом в компрессоре, и энергии, необходимой для его перемещения по сети.

На рис.5.2. дан пример определения рабочего режима компрессора, имеющего характеристику  $pN_{под}; \eta=f(Q_k)$  и работающего на сеть трубопроводов с приближенной характеристикой  $\Delta p_c=f(Q)_c$ . При построении графика получаем точку  $A$  пересечения характеристик, называемую рабочей для данного компрессора. Этой точке соответствует условие равновесия, при котором подача компрессора равна расходу через сеть трубопроводов, а давление, развиваемое компрессором, - потере давления в сети при этой пропускной способности.

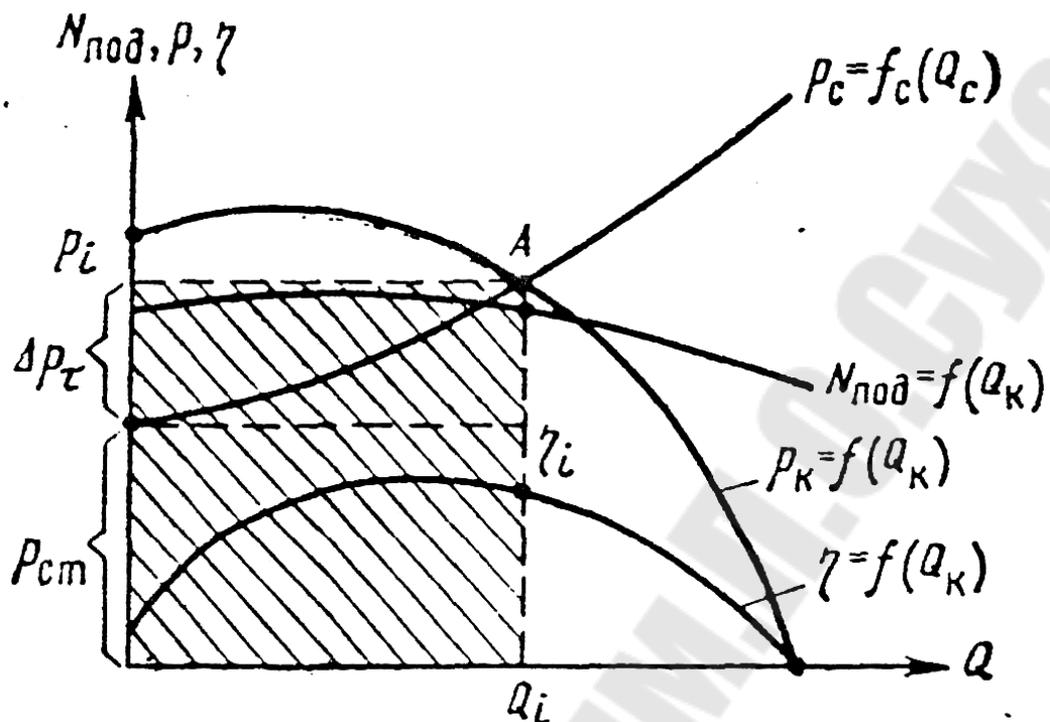


Рис.5.2. Характеристика компрессора и сети:  $A$  – рабочая точка

Получив рабочую точку, можно определить динамический напор, подачу, давление или необходимую степень сжатия. По кривой  $N_{\text{под}}=f(Q)$  находят мощность компрессора при этом режиме, а по кривой  $\eta=f(Q)$  – коэффициент полезного действия.

Ни один из режимов работы компрессора не может быть обеспечен, если данные параметров расположены на кривой правее рабочей точки  $A$ . Действительно, в этом случае при любом режиме давление, развиваемое компрессором, меньше любого потребного давления, необходимого для преодоления сопротивления сети, т.е. при всех режимах не выполняется условие  $(\Delta p_2)_k = (\Delta p_1)_c$ .

Область режимов, когда данные параметров находятся на кривой слева от максимальной ординаты  $\Delta h_2=f(Q)$ , называется зоной неустойчивых режимов (зона помпажа).

*Помпаж* – вредное явление в лопаточных машинах, состоящее в том, что непрерывный поток подаваемого газа нарушается и становится нерегулярным или пульсирующим. Работа при этом недопустима, даже кратковременно, и поэтому крупные машины снабжают антипомпажными устройствами.

Область режимов (от рабочей точки до границы зоны неустойчивых режимов) называют устойчивой, или рабочей, зоной. Здесь при

изменении характеристики сети (увеличение или уменьшение сопротивления, подключение или отключение потребителей) точка  $A$  (рис.5.3.) автоматически перемещается о кривой  $\Delta p_c = f(Q)$ , характеризующая изменение режима компрессора (точки  $A$ ,  $A'$ ,  $A''$ ).

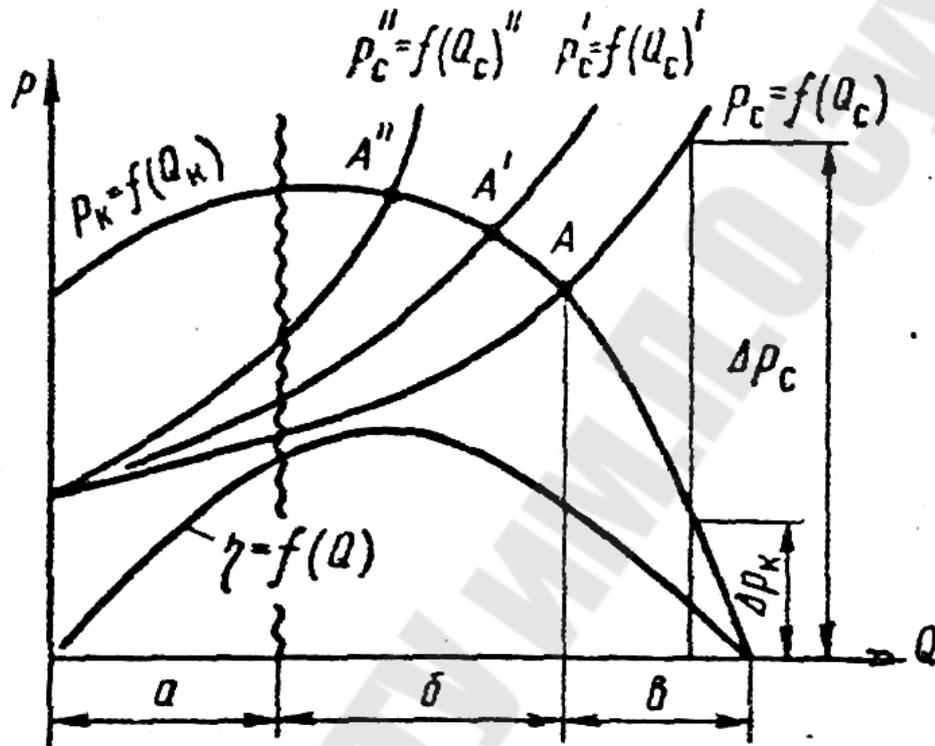


Рис.5.3. Характеристика компрессора и сети:

$A$  – зона неустойчивых режимов (помпажа);  $B$  – зона рабочих режимов;  $B$  – зона нерабочих режимов.

Процесс изменения режима работы компрессора при изменении характеристики сети называется саморегулированием. Рабочие точки ( $A$ ,  $A'$ ,  $A''$ ) должны быть расположены в зоне наивысшего КПД или в зоне с достаточно высоким значением этого коэффициента (рабочей зоне работы компрессора на данную сеть трубопроводов). Различают следующие зоны: неустойчивых и рабочих режимов и нерабочую зону.

Если компрессор имеет характеристику с явно выраженным максимумом  $\Delta p_c = f(Q)$ , режим его работы может быть неустойчивым.

## 5.1 Регулирование подачи центробежных компрессоров

При работе на сеть параметры режима работы компрессора определяют в точке пересечения его характеристики и характеристики сети.

В практике эксплуатации газопроводов обычно имеется несоответствие между подачей газа в сеть и его потреблением (неравномерность загрузки). Это требует изменения режимов перекачки и работы компрессора. В случаях уменьшения или увеличения подачи или давления компрессоры могут работать на режимах, отличных от оптимальных. Экономичность работы всей системы зависит от КПД компрессора не только при рабочем режиме (близким к оптимальному  $\eta_{\text{опт}}$ ), но и от характеристик режимов, отличающихся от оптимальных.

Регулирование может быть прерывистым (периодическое прекращение работы компрессора, т.е. периодическое прекращение подачи газа), ступенчатым или плавным, ручным или автоматическим. При выборе того или иного метода необходимо учитывать возможность его осуществления и экономичность. Применение автоматических схем приводит к повышению чувствительности схемы, точности регулирования, его надежности и, как следствие, к повышению эффективности работы компрессора.

Регулирование работы компрессора можно выполнять количественным методом – взаимодействием на сеть (изменением характеристик сети), что приводит к появлению нового режима работы компрессора на сеть. Технические способы такого воздействия следующие: изменение гидравлического сопротивления сети (дресселирование); регулирование перепуском (байпасирование); включение и выключение отдельных трубопроводов, подключенных параллельно, последовательно; параллельные вставки (лупинги).

Возможно и качественное регулирование (изменение характеристики компрессора). Технические способы осуществления такого метода следующие: изменения частоты вращения, размеров рабочих колес, характеристик потока внутри проточной части компрессора, числа элементов и способов их соединения в компрессоре.

Возможен и третий путь регулирования – изменением числа работающих на сеть компрессоров или периодическим их включением. Отключение одного из соединенных в группу компрессоров ведет к изменению их суммарной характеристики и, следовательно, к появлению новой рабочей точки (рис.5.4.).

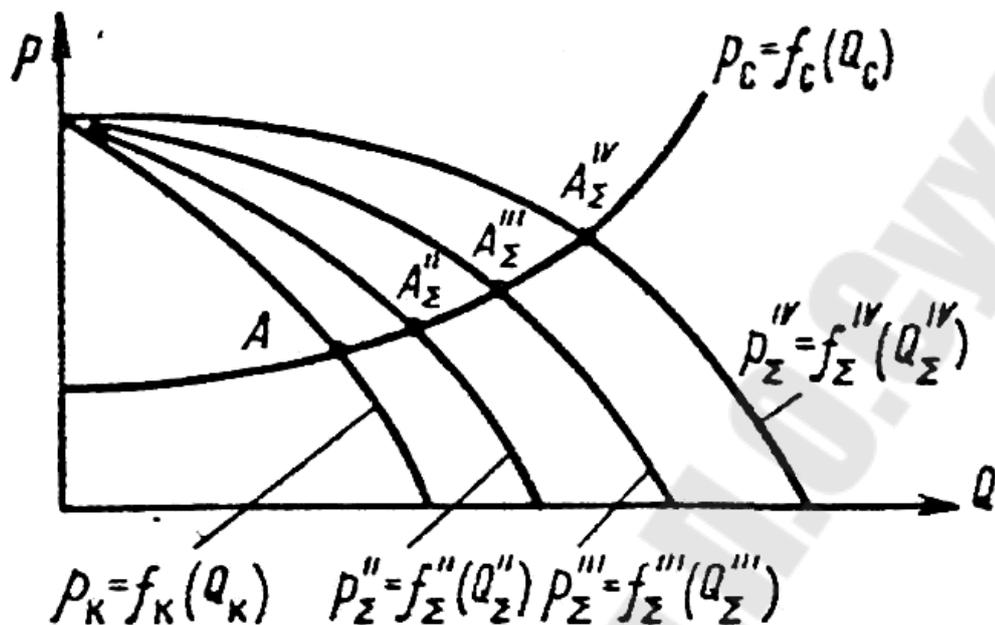


Рис.5.4. Характеристика компрессоров

Подачу компрессоров, имеющих пологие характеристики, можно регулировать количественным и качественным методами. При крутых и особенно при жестких характеристиках регулирование качественным методом становится нецелесообразным, так как значительному изменению характеристик сети в этом случае соответствует незначительное изменение подачи.

Регулирование воздействием на сеть трубопроводов осуществляется разными способами.

*Дросселирование.* Это простой и поэтому наиболее распространенный и надежный способ регулирования. Возможен этот способ при дросселировании на выходе и дросселировании на входе в компрессор. Задвижку всегда устанавливают на выходе нагнетателя, это необходимо для отключения нагнетателя от сети, как в момент пуска, так и на время длительной остановки.

Каждой величине открытия задвижки вследствие изменения ее гидравлической характеристики соответствует своя характеристика трубопровода. Изменяя положение задвижки, т.е. изменяя потери напора в ней, можно получить любую подачу от  $Q_1$  (при полностью открытой задвижке) до  $Q=0$  (при закрытой задвижке).

Метод регулирования байпасированием применяют для обеспечения устойчивой работы компрессоров в области малых подач. Сущность способа состоит в том, что с уменьшением подачи непо-

средственно перед границей зоны помпажа открывают регулятор, и часть рабочего тела сбрасывают через специальный трубопровод либо направляют на вход.

*Регулирование перепуском* – метод неэкономичный, так как часть мощности, подводимой к компрессору, расходуется на циркуляцию через систему обводная линия – компрессор. Метод для регулирования небольших компрессоров.

*Изменение частоты вращения приводного двигателя* – наиболее экономичный способ регулирования. Это возможно, если приводом служат газовые и паровые турбины и электродвигатели постоянного тока. Если двигатель имеет постоянную частоту вращения, регулирование можно осуществить путем включения между валами двигателя и компрессора какого-либо вариатора скорости, коробок скоростей, редукторов, мультипликаторов.

Для анализа режимов работы нагнетателя с приводом от двигателя с переменной частотой вращения удобно пользоваться рабочими характеристиками, представляющими собой совмещенную характеристику компрессора и двигателя при работе на заданную сеть.

Этот метод экономически целесообразен при эксплуатации компрессора длительное время и в тех случаях, если конструкция допускает изменение размера колес. Однако следует учитывать, что при уменьшении размера колес может измениться его балансировка. Последнее ограничивает применение метода.

Возможно регулирование путем поворота лопастей направляющих аппаратов на входе в колесо и на выходе из него и путем установки колес с разной конструкцией лопаток.

В некоторых особо крупных лопатных компрессорах перед рабочим колесом устанавливают лопаточный направляющий аппарат. Схема направляющих аппаратов с поворотными лопатками показана на рис.5.5.

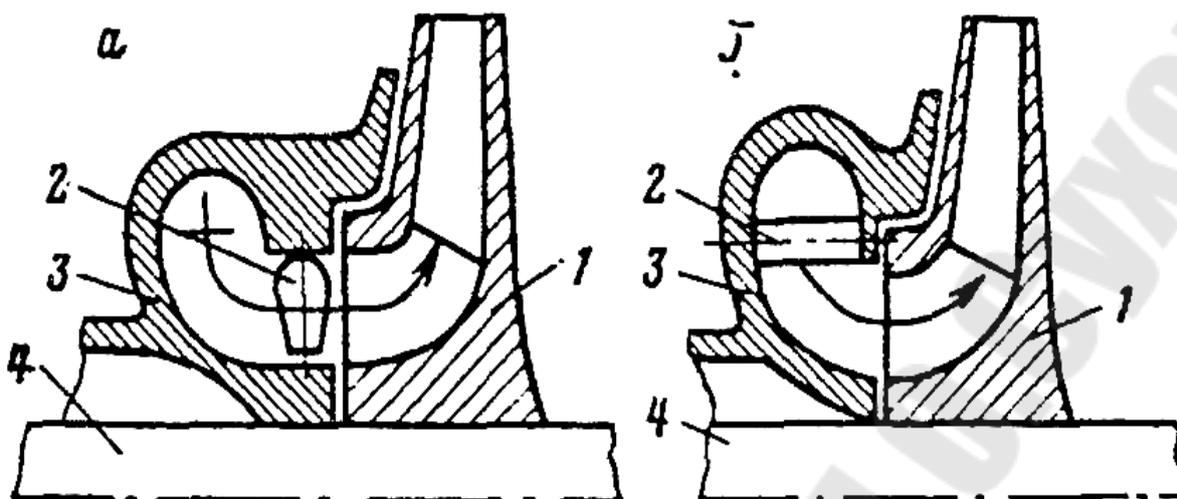


Рис.5.5. Схема направляющих аппаратов

Соединение компрессоров может быть параллельное, последовательное и комбинирование. Необходимость в установке нескольких совместно работающих компрессоров может возникнуть при следующих обстоятельствах:

- один компрессор не удовлетворяет заданию, а замена его соответствующим большим нецелесообразно;
- вследствие технологических условий подача или давление в присоединенной системе трубопроводов могут резко изменяться;
- требуется гарантия в надежности эксплуатации всей трубопроводной системы перекачки.

Если необходимо увеличить подачу, целесообразно параллельное соединение компрессоров, если требуется увеличить напор, давление, степень сжатия, необходимо последовательное соединение компрессоров. При комбинированном соединении одна часть компрессоров соединена параллельно, а другая последовательно.

При совместной работе компрессоров затраты суммарной мощности можно определить по полным характеристикам, если известна рабочая точка при работе в группе на заданную сеть трубопроводов. Использовать групповые компрессоры для регулирования целесообразно в том случае. Когда изменение режима носит длительный характер. Поскольку режим изменяется ступенчато, этот способ регулирования обычно сочетается с другими методами.

Остановка какого-либо компрессора может быть выполнена отключением двигателя или компрессора от двигателя. Достоинство

первого метода – прекращение расхода энергии. Второй способ применим в случае, если пуск приводного двигателя – длительная операция и требует много времени для выхода двигателя на рабочий режим в случае частых отключений компрессора на небольшой срок.

## 5.2 Помпаж. Меры борьбы с помпажом

Режим работы компрессоров определяется количеством транспортируемого газа, проходящего через компрессорные станции (КС). Регулирование режима работы может достигаться следующими путями:

1. Включением соответствующего количества ГПА.
2. Регулированием частоты вращения компрессоров.
3. Соответствующим перепуском газа с выхода на вход КС (через 6-ые краны).

Нужное количество работающих ГПА выбирается исходя из общего количества газа, компримируемого КС, производительности каждого ГПА в зоне номинальных режимов. Для выбора наиболее выгодного с экологической точки зрения режима осуществляется регулирование путем изменения частоты вращения каждого компрессора. В современных компрессорах предусмотрено также предельное регулирование режима работы путем перепуска соответствующего количества газа с выхода ГПА на вход через специальные регулирующие клапаны, называемых антипомпажными, выполняющими одновременно роль антипомпажной защиты компрессора, когда рабочая точка находится близко от границы помпажа. С энергетической точки зрения с учетом формы газодинамических характеристик оказывается выгодно работать с небольшим перепуском газа через параллельно работающие ГПА, чем включение в технологическую схему дополнительно работающего ГПА, чтобы вывести работающие компрессоры из помпажной зоны. Для определения экономических режимов компрессоров важную роль играет определение местоположения рабочей точки на газодинамической характеристике компрессорам и определение ее расстояния от границы помпажа. Система САУиР должна включать в себя возможность определять это расстояние в любой момент времени.

Вдали от границы помпажа при большой подаче компрессор издает резкий свистящий звук. Частоты звуковых колебаний в одноступенчатом компрессоре совпадает с частотой прохождения рабочих

лопастей около неподвижных направляющих лопастей. По мере уменьшения подачи (при неизменном числе оборотов) вплоть до границы помпажа звук почти не изменяется. В некоторых случаях он становится глуше, что вызывается ростом пульсаций в потоке вследствие отрывного обтекания профилей. Подача, при которой внезапно появляются резкие периодические хлопки, сопровождающиеся обычно выбросом воздуха из компрессора в всасывающий патрубок, определяет границу помпажа. При дальнейшем уменьшении подачи (например, дросселированием) сперва увеличивается частота хлопка, а затем появляются сплошной гул и вибрации. Резкое колебание подачи вызывает существенно увеличение динамической нагрузки на лопасти и диски машины, что при больших окружных скоростях приводит к поломкам, являющимся причиной тяжелой аварии. Поэтому работа компрессора в области помпажа недопустима даже кратковременно.

Детальные экспериментальные исследования, выполненные А. И. Прядиловым ЦКТИ, позволили установить, что в области помпажа могут иметься одна, две или три зоны, различающиеся характером обтекания лопастных аппаратов в зависимости от того какие лопасти и в какой части обтекаются с отрывом потока и шумовым эффектом. Граница и зоны помпажа легко обнаруживаются по разрывам характеристик.

Границу помпажа находят опытным путем. О приближении к ней судят по возросшим пульсациям давлений; до помпажа не доходят во избежание аварий.

*Меры борьбы с помпажом* разделяются на две группы. К первой группе относятся мероприятия, применяемые при проектировании компрессоров и направленные на увеличение области безотрывного обтекания профилей при увеличении при увеличении углов атаки (уменьшения подачи), так как в ней обычно  $d\varepsilon/dG < 0$ , поэтому характеристика компрессора устойчива.

Основными путями увеличения области безотрывного обтекания профилей являются следующие: уменьшение окружных скоростей; применение профилей с большой относительной толщиной и большим радиусом округления входной кромки; специальный выбор формы средней линии профилей; уменьшение относительного шага. В центробежных компрессорах для увеличения области устойчивой работы необходимо принимать большие значения отношения  $C_{2r}/u_2$  и большое число рабочих лопастей: безлопастные диффузоры обеспе-

чивают больший диапазон возможных режимов работы, чем лопастные диффузоры. В некоторых конструкциях возможен поворот направляющих лопастей, что также увеличивает область безотрывного обтекания профилей.

Ко второй группе относятся мероприятия, применяемые в работающих установках с целью избежания помпажа при малой подаче. Наибольшее распространение получили антипомпажные устройства.

Принципиальная схема антипомпажного устройства представлена на рис.5.6.

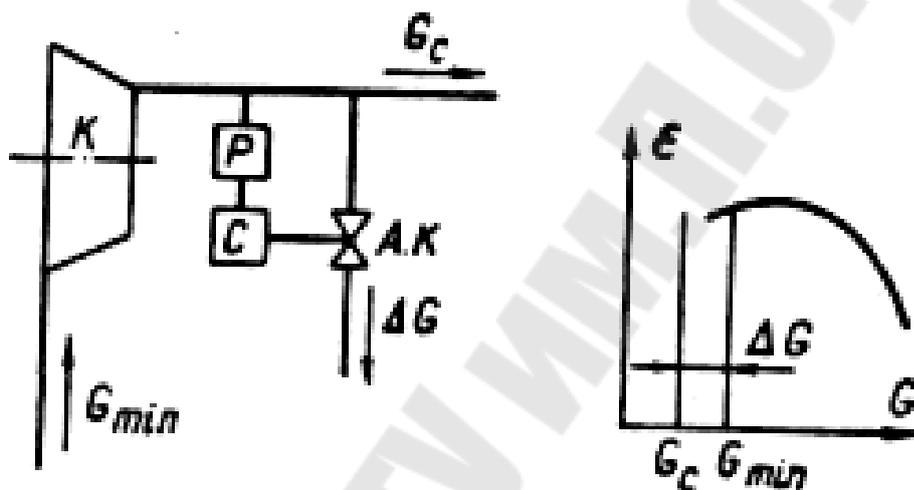


Рис.5.6. Принципиальная схема антипомпажного устройства

К напорному (или всасывающему) трубопроводу компрессора подключен регулятор количества  $P$ , который через сервомотор  $C$  воздействует на антипомпажный клапан  $A. K$ . Регулятор количества вступает в действие только при уменьшении подачи до минимально допустимой  $G_{MIN}$ . Изменяя открытие антипомпажного клапана, сбрасывающего газ в атмосферу (или во всасывающую линию, если потеря газа нежелательна), регулятор обеспечивает постоянную подачу компрессора  $G_{MIN}$  при любом расходе газа через сеть  $G_c < G_{min}$ . Газ выбрасывается через антипомпажный клапан.

В некоторых компрессорах энергия выбрасываемого воздуха используется в специальных воздушных турбинах. К таким компрессорам относятся, в частности, компрессор типа «Изотерм».

Если компрессор работает с переменным числом оборотов, как, например, доменная воздуходувка, то каждому числу оборотов соответствует своя допустимая минимальная подача. В таких случаях, кроме регулятора количества, используют регулятор давления.

## 6. Общие сведения о приводах

**Привод** – это устройство для приведение в действие машин и механизмов. Состоит из источника энергии (двигателя), передаточного механизма и аппаратуры управления.

Источником механической энергии, передаваемой компрессору, может быть электродвигатель или тепловой двигатель (двигатель внутреннего сгорания или газотурбинная установка).

**Передаточный механизм** – обеспечивает передачу компрессору от двигателя необходимой мощности, обеспечивая также синхронизацию частот вращения валов двигателя и редуктора.

В случае, когда частота вращения вала компрессора меньше частоты вращения вала двигателя, применяют понижающую передачу – редуктор; когда частота вала компрессора больше частоты вращения вала двигателя, устанавливают повышенную передачу – мультипликатор. При равенстве частот вращения вала компрессора и двигателя используют простейший передаточный механизм – соединительную муфту.

**Аппаратура управления** служит для запуска, остановки и регулирования частоты вращения вала двигателя.

В зависимости от применяемых двигателей привод компрессоров подразделяется на:

- **электропривод** – источником энергии является электродвигатель постоянного или переменного (синхронный или асинхронный) тока;
- **привод от двигателя внутреннего сгорания** – источником энергии является поршневой двигатель, работающий на газе или на тяжелых сортах топлива;
- **газотурбинный привод** – источником энергии является газовая турбина.

Характеристика различных видов приводов показана в табл.6.1.

Таблица 6.1 Характеристика типов приводов

Тип привода	Мощность, кВт	Частота вращения, с <sup>-1</sup>	Пределы применения частоты вращения, %	К.П.Д., %	Пусковой момент двигателя, % от полной нагрузки
Асинхронный электродвигатель	До 10000	До 50 (синхронная)	Нет	До 94	60-100
Синхронный двигатель	До 10000	До 50	То же.	До 97	40-100

Газовая турбина	До 25000	50-366	100-55	27-30 (с регенерацией)	Как для одновальной, так и для двухвальной газовой турбины требуется мощный пусковой двигатель
Газомоторный двигатель	До 5520	До 5,5	100-60	До 40	Не требуется, запуск сжатым воздухом

В некоторых используют групповой привод, обеспечивающий передачу энергии нескольким механизмам, и индивидуальный привод, в котором каждая рабочая машина имеет собственный двигатель.

В зависимости от источника энергии приводы подразделены на **автономный** (двигатели внутреннего сгорания, газотурбинные установки), не связанные с централизованной системой энергосбережения, и **неавтономный** (электродвигатели), зависящий от системы энергосбережения.

Привод компрессора предназначен для осуществления процессов работы компрессорного агрегата как при установившемся, так и при неустановившемся (переходном) режиме. В таких случаях задача привода состоит в обеспечении высоких технико-экономических показателей компрессора при всех этих процессах.

К неустановившимся режимам работы относятся запуск, остановка и изменение нагрузки в процессе работы.

В процессе пуска привод должен обеспечивать преодоление инерции элементов компрессора движению. При рабочем режиме привод обеспечивает передачу механической работы преобразуемой компрессором в энергию компримируемого агента, и преодоление сил трения движущихся элементов компрессора двигателя и передаточного механизма.

В процессе останова привод должен обеспечивать плавное гашение момента инерции движения элементов компрессора, передачи и двигателя.

### 6.1 Электрические двигатели для привода компрессоров

В современных компрессорных установках электродвигатель применяют вследствие простоты устройства и обслуживания, постоянной готовности к действию, надежности в работе, компактности конструкции.

В тоже время при использовании электродвигателей переменного тока затруднено или невозможно применение наиболее экономного способа регулирования компрессоров – изменением частоты вращения. Для таких случаев предусмотрены электродвигатели специального исполнения – со ступенчатым изменением частоты вращения и с дополнительным сопротивлением в цепи ротора, что неэкономично, или с применением между двигателем и компрессором гидромукты.

Режим работы электродвигателей можно также регулировать изменением частоты питающего электродвигатель тока.

В большинстве случаев для привода компрессора (как поршневых, так и динамических) используют трехфазные электродвигатели переменного тока. Тип комплектующего электродвигателя указан в каталогах или технических условиях на поставку компрессорного агрегата.

Существующие типы синхронных и асинхронных электродвигателей, используемых для привода компрессоров, различаются по принципу действия и по особенностям их запуска.

**Основной тип асинхронных машин** – двигатель с короткозамкнутым ротором, который отличается простой конструкцией ротора, что облегчает его изготовление и обеспечивает высокую надежность работы. Однако двигатели этого типа имеют относительно небольшой пусковой момент.

При непосредственном включении в сеть пусковой ток в зависимости от установленной мощности короткозамкнутого двигателя равен трех - шестикратному значению тока при номинальной нагрузке. Поэтому единственным препятствием к непосредственному включению, при котором отпадает надобность в сложной пусковой аппаратуре, может быть лишь электрическая сеть.

Асинхронный двигатель с фазовым ротором (с контактными кольцами) в отличие от короткозамкнутого имеет ротор с трехфазной обмоткой. При запуске в цепь обмотки ротора включают пусковой или регулировочный реостат. Когда частота вращения вала двигателя достигает нормального значения, пусковой реостат вращения вала двигателя достигает нормального значения, пусковой реостат выключается, и концы обмотки ротора замыкаются накоротко. Этим заканчивается пусковой период, после чего работа осуществляется, как у двигателя с короткозамкнутым ротором.

Синхронный двигатель состоит из ротора с полюсами, несущими обмотку возбуждения, и статора с трехфазной обмоткой. Ток возбуждения подводится к полюсам ротора через щетки и контактные кольца от внешнего источника постоянного тока. Магнитная связь между ротором и полем статора и служит синхронизирующей силой.

Ротор синхронного двигателя имеет кроме полюсов, еще короткозамкнутую асинхронную обмотку, с помощью которой осуществляется пуск двигателя. Возбуждение полюсов ротора включается после того, как ротор разовьет полную асинхронную частоту вращения. Пусковой ток синхронного двигателя равен трех- четырехкратному значению номинального, т.е. приблизительно равен пусковому току короткозамкнутого асинхронного двигателя.

Важной особенностью синхронных двигателей является их способность работать с коэффициентом мощности ( $\cos \varphi$ ), равным единице. Это основное преимущество таких двигателей, определяющее их применение, несмотря на более высокую стоимость.

В современных поршневых компрессорных установках электродвигатель помещает соосно валу компрессора, осуществляя непосредственную передачу движения. Такие безредукторные передачи широко применяют в связи с переводом компрессорных машин на угловые и особенно оппозитные базы. В этом случае частота вращения вала двигателя и компрессора и компрессора одинакова. У электродвигателей для привода компрессоров малой подачи  $n=1000\div 1500$  об/мин, средней подачи  $n=600\div 750$  об/мин и большой подачи  $n=350\div 600$  об/мин.

Для компрессоров мощностью до 100 кВт применяют асинхронные двигатели переменного тока преимущественно с короткозамкнутым ротором. Для компрессоров большей мощности используют электродвигатели с фазовым ротором, а для компрессоров мощностью свыше 500 кВт – синхронные двигатели.

Частота вращения вала асинхронных двигателей ниже, чем у синхронных, приблизительно на 2÷4 %.

Электродвигатель нормализованного ряда, расположенный соосно компрессору, соединяют с валом компрессора через муфту. Более целесообразным для поршневых компрессоров является фланцевый двигатель, статор которого крепится к стенке компрессора, а ротор насаживают консольно на удлиненный конец коленчатого. При таком выполнении значительно упрощается конструкция электродви-

гателя, сокращаются размеры вдоль вала, и облегчается монтаж на месте установки. При этом ротор, насаженный на вал компрессора, достаточно массивен, чтобы служить маховиком. Если маховой момент ротора недостаточен, к нему присоединяют на фланце добавочное маховое кольцо. При таком монтаже электродвигателей следует помнить, что суммарный прогиб вала от воздействия собственной массы, массы установленного на его консоли ротора и асимметричного действия магнитных сил на ротор не должен превышать 10% предусмотренного зазора между ротором и статором.

Как при асинхронном, так и при синхронном приводах пуск компрессора производят в разгруженном состоянии. При разгруженного компрессора противодействующий момент обычно составляет 20÷30% номинального (рабочего). Разгрузку компрессора при пуске осуществляют либо перепуском газа во всасывающую линию, либо (в поршневых компрессорах) отжимом газа всасывающими клапанами.

При сжатии в компрессоре взрывоопасных газов и при его установке в помещении необходимо применять электродвигатели во взрывоопасном исполнении. Выбор типа электрических двигателей для работы в таких условиях должен быть выполнен по специальным правилам. Двигатели компрессоров большой и средней мощности, изготовление которых во взрывоопасном исполнении затруднено, выполняют с продувкой чистым воздухом под избыточным давлением. Применяют системы с открытым и замкнутым циклом. В случае открытого цикла продувку осуществляют чистым воздухом, который забирают вне здания, а затем выпускают наружу. В случае замкнутого цикла используют циркулирующий воздух, который на выходе из двигателя подвергают охлаждению, а утечки пополняют чистым воздухом. Применение систем продувки предусматривает блокировку, гарантирующую предварительный запуск вентилятора обдувки до запуска главного двигателя.

## **6.2 ГТУ для привода компрессоров (одновальная, двухвальная, трехвальная)**

Газотурбинные установки служат приводом газовых компрессоров на компрессорных станциях магистральных газопроводов. ГТУ состоят из газотурбинного двигателя (ГТД), потребителя мощности

(П), в нашем случае – газового компрессора, ряда вспомогательных механизмов и систем, включая средства автоматизации и управления.

Газотурбинный двигатель состоит из воздушного осевого компрессора (ОК), камеры сгорания (КСГ), газовой турбины (ГТ) и обслуживающих его вспомогательных механизмов и систем.

ГТУ, применяемые в настоящее время на КС, конструктивно подразделяются на двухвальные и трехвальные со свободной силовой турбиной. Первые ГТУ на КС магистральных газопроводов выполнялись одновальными.

Рассмотрим принципиальные схемы указанных трех типов ГТУ.

#### ***Одновальная ГТУ:***

Отличительная особенность такой схемы – осевой компрессор, газовая турбина и газовый компрессор жестко закреплены на одном валу.

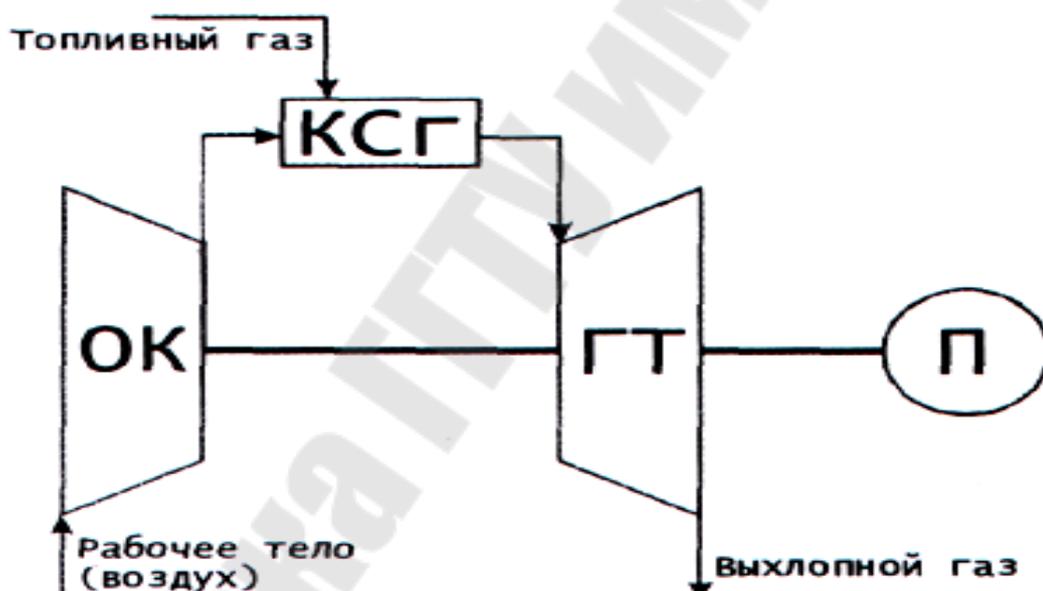


Рис.6.1. Принципиальная схема одновальной ГТУ

#### ***Двухвальная ГТУ со свободной силовой турбиной:***

Отличительной особенностью данной схемы (схема двухвальной ГТУ приведена на рис.6.2.) является разделение турбины на две части, связанные между собой только газодинамически, но не механически. Блок, состоящий из ОК и ТК называется *газогенератором*.

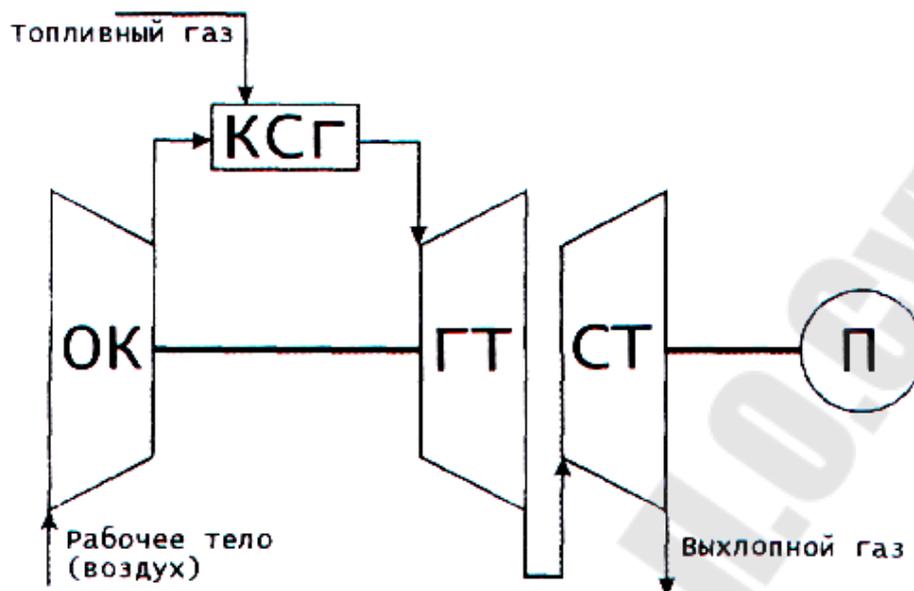


Рис.6.2. Принципиальная схема двухвальной ГТУ со свободной турбиной

**Трехвальная ГТУ со свободной силовой турбиной:**

В трехвальной ГТУ (схема трехвальной ГТУ приведена на рис.6.3.), газогенератор представляет собой двухкаскадный блок, состоящий из двух компрессоров и двух турбин, причем турбина высокого давления жестко соединена с компрессором высокого давления, а турбина низкого давления жестко соединена с компрессором низкого давления. Вал турбины высокого давления конструктивно выполнен полым, в нем свободно на подшипниках вращается вал турбины низкого давления. Между двумя каскадами газогенератора существует только газодинамическая связь.

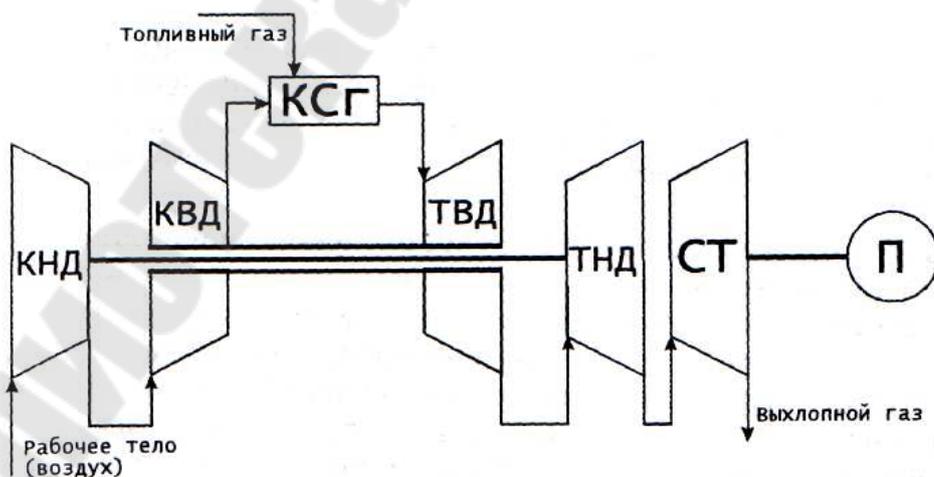


Рис.6.3. Принципиальная схема трехвальной ГТУ со свободной турбиной

Работа ГТУ характеризуется технологическими параметрами, наиболее важными из которых являются давление и температура рабочего тела, скорость (частота) вращения роторов, расход рабочего тела и топлива, мощность компрессоров, турбин и потребителя и некоторые другие параметры.

В дальнейшем для описания термо- и газодинамических процессов в ГТУ приняты следующие обозначения:

$P_i$  – давление;  $i=1, 2$  – относятся к входу в компрессор и выходу из компрессора соответственно;  $i=3,4$  – ко входу в турбину и выходу из турбины соответственно (одновальной);

$T_i$  – абсолютная температура;  $i=1, 2$  – относятся к входу в компрессор и выходу из компрессора соответственно;  $i=3,4$  – ко входу в турбину и выходу из турбины соответственно (одновальной);

Другие обозначения, включая для схем со свободной силовой турбиной будут даваться по мере необходимости в тексте.

### **Основные термодинамические соотношения ГТУ.**

Для изучения и анализа процессов напомним основные уравнения для ГТУ.

Удельная работа, затрачиваемая в осевом компрессоре (ОК), кДж/кг:

$$H_K = \bar{c}_{pv} \cdot (T_2 - T_1) = \frac{\bar{c}_{pv}}{\eta_K} \cdot T_1 \left( \varepsilon_K^{\frac{K_B-1}{K_B}} - 1 \right) \quad (6.1)$$

Удельная работа, развиваемая турбиной, кДж/кг:

$$H_T = \bar{c}_{pg} \cdot (T_3 - T_4) = \bar{c}_{pg} \cdot \eta_T \cdot T_3 \cdot \left( 1 - \varepsilon_T^{\frac{K_T-1}{K_T}} \right) \quad (6.2)$$

Внутренняя удельная работа ГТУ, кДж/кг:

$$H = H_T - H_K \quad (6.3)$$

Для совершения внутренней удельной работы должно быть подведено определенное количество тепла (тепловой энергии), определяемой формулой, кДж/кг:

$$q_e = \frac{1}{\eta_{KCT}} \cdot \bar{c}_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (6.4)$$

В вышеприведенных формулах приняты следующие обозначения:

$\bar{c}_{pv}$  - средняя теплоемкость воздуха,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$\bar{c}_{\text{пр}}$  - средняя теплоемкость продуктов сгорания,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$\bar{c}_{\text{г}}$  - средняя теплоемкость смеси продуктов сгорания с воздухом в камере сгорания при процессе горения,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$\eta_{\text{КСГ}}$  - КПД камеры сгорания, который учитывает неполноту сгорания и потери теплоты в окружающую среду, Обычное значение  $\eta_{\text{КСГ}} = 0,97 \div 0,98$ ;

$\varepsilon_{\text{к}}$  - степень повышения давления в ОК  $\varepsilon_{\text{к}} = \frac{P_2}{P_1}$  и степень расширения в турбине  $\varepsilon_{\text{т}} = \frac{P_3}{P_4}$  соответственно;

$\eta_{\text{к}}, \eta_{\text{т}}$  - относительные КПД компрессора и турбины соответственно.

**Относительный КПД компрессора  $\eta_{\text{к}}$**  - это отношение количества энергии, расходуемой в идеальном компрессоре при изэнтропийном сжатии (без потерь) воздуха к количеству энергии, расходуемой в реальном компрессоре, в котором происходит реальное сжатие, приближенное к полиэнтропическому процессу, т.е.

$$\eta_{\text{к}} = \frac{T'_2 - T_1}{T_2 - T_1}$$

где:  $T'_2$  - это температура на выходе ОК при изэнтропийном сжатии:

$$T'_2 = T_1 \cdot \varepsilon_{\text{к}}^{\frac{K_{\text{в}} - 1}{K_{\text{в}}}}, K_{\text{в}} - \text{показатель изэнтропы для воздуха.}$$

**Внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{\text{т}}$**  - это отношение полезно используемого тепла в реальной газовой турбине, в которой рабочее тело расширяется по политропическому процессу, к полезно расходуемому теплу при изэнтропическом расширении:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T'_4}$$

где:  $T'_4$  - температура рабочего тела на выходе турбины при изэнтропийном расширении:

$$T'_4 = T_3 \cdot \varepsilon_{\text{т}}^{\frac{K_{\text{г}} - 1}{K_{\text{г}}}},$$

$K_r$  - показатель изоэнтропы рабочего тела турбины (смеси воздуха и продуктов сгорания).

Экономичность работы ГТУ оценивается внутренним КПД ГТУ, равным

$$\eta_i = \frac{H}{q_e} = \frac{H_T - H_K}{q_e}$$

Потери, присущие ГТУ как любой реальной машине, можно подразделить на два вида:

Внутренние потери связаны с отклонением реальных процессов от идеальных. Совершенство термодинамических процессов оценивается соответствующими КПД компрессора  $\eta_k$  и турбины  $\eta_t$ . Потери на гидравлические сопротивления в тракте ГТУ, оказывающие непосредственное влияние на параметр рабочего тела, также можно оценить.

Внешние потери ГТУ – это группа потерь, не оказывающих непосредственного влияния на состояние рабочего тела. К ним относятся потери в подшипниках, потери на утечки газа через концевые уплотнения, затраты энергии на привод вспомогательных механизмов и устройств.

Механический КПД ГТУ:

$$\eta_M = \frac{H_e}{H} = 1 - \frac{\Delta H_M}{H} \quad (6.5)$$

Эффективная мощность ГТУ (мощность на выходном валу) (кВт) определяется по формуле:

$$N_e = H_e \cdot G_r \quad (6.6)$$

где:  $G_r$  – расход рабочего тела через ГТУ, кг/с.

Эффективный КПД  $\eta_e$  можно определить:

$$\eta_e = \frac{N_e}{g_{тг} \cdot Q_p''} \quad (6.7)$$

где:  $Q_p''$  - низшая способность топлива, кДж/кг;

$g_{тг}$  - расход топливного газа, кг/с.

## 7. Основные сведения по трубопроводной арматуре

Под трубопроводной арматурой понимают разнообразные устройства, предназначенные для управления потоками рабочей среды

(жидкой, газообразной, газожидкостной, порошкообразной, суспензиями и т. п.), транспортируемой по трубопроводам.

Арматуру классифицируют по основным признакам: ее назначению, условиям работы (давление, агрегатное состояние, химическая активность и токсичность транспортируемой среды, температура и особые свойства (например, взрывоопасность окружающей среды)), по диаметру условного прохода (номинальный размер арматуры).

По назначению арматуру делят на основные классы:

- запорная, предназначенная для полного перекрытия потока среды;
- предохранительная, обеспечивающая частичный выпуск или перепуск рабочей среды при повышении давления до значения, угрожающего прочности системы, а также предотвращающая недопустимый по технологическим соображениям обратный поток среды;
- регулирующая, назначение которой управлять рабочими параметрами потока среды (давлением, расходом, температурой) путем изменения проходного сечения;

– контрольная, определяющая уровень рабочей среды;

– прочая, предназначенная для различных конкретных операций

К арматуре предъявляют следующие требования: прочность, герметичность, взрывобезопасность, коррозионная стойкость, надежность работы. Требуемая прочность арматуры диктуется в основном рабочими давлением и температурой. Рабочие давление и температура практически могут иметь любые значения из довольно широких диапазонов в зависимости от технологии конкретных производств.

По величине условного давления арматуру можно разделить на три основные группы: низкого давления на  $p_y$  7 до 10 кгс/см<sup>2</sup>, среднего давления на  $p_y$  от 16 до 64 кгс/см<sup>2</sup>; высокого давления на  $p_y$  от 100 до 1000 кгс/см<sup>2</sup>.

Кроме того, можно выделить вакуумную арматуру и арматуру сверхвысокого давления (более 1000 кгс/см<sup>2</sup>), которую изготавливают на рабочее давление или вакуум по специальным техническим условиям.

Основной параметр арматуры – диаметр условного прохода  $D_y$  – номинальный внутренний диаметр трубопровода, на котором устанавливают данную арматуру. Различные типы арматуры при одном и том же условном проходе могут иметь разные проходные сечения (например, полнопроходный шаровой кран, конический кран с трапециевидным проходом и дроссельный игольчатый клапан).

Не следует путать диаметр условного прохода с диаметром проходного сечения в арматуре, последний часто меньше  $D_y$  (арматура с

сужением прохода) или больше  $D_y$  (затворы с кольцевым проходным сечением). В то же время условный проход арматуры не совпадает и с фактическим проходным диаметром трубопровода.

По размеру условного прохода различают арматуру малых проходов ( $D_y < 40$  мм), средних проходов ( $D_y = 50 \dots 250$  мм) и больших проходов ( $D_y > 250$  мм).

### 7.1 Текстовое и графическое условные обозначения трубопроводной арматуры

Условные обозначения арматуры для нефтяной, нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности построены по другой системе. Здесь обычно сначала идет ряд букв, обозначающих сокращенное наименование изделия, а затем цифры, указывающие условное давление. Например, СППКР-40 – специальный полноподъемный пружинный (предохранительный) клапан с рычагом для продувки на  $P_y = 40$  кгс/см<sup>2</sup>. Иногда в обозначение включают еще и условный проход.

Графические условные обозначения арматуры в схемах и чертежах регламентированы ГОСТ 2.785-70

Арматура	Обозначение	Арматура	Обозначение
Вентиль (клапан) Запорный: Прходной		Клапан дросельный	
Угловой		Клапан редукционный	
Вентиль (клапан) трехходовой.		Примечание. Вершина треугольника должна быть направлена в сторону по- вышенного давления.	
Вентиль, клапан ре- гулирующий: проходной		Клапан воздушный ав- томатический (вентуз)	
угловой		Задвижка	
Клапан обратный (не- аварийный): проходной		Затвор поворотный	
угловой		Кран: проходной	
Примечание. Движение рабочей среды через клапан должно быть направлено от белого треугольника к черному.		угловой	
Клапан предо- хранительный: проходной		с Т-образной пробкой	
угловой		с L-образной пробкой	
		Кран четырехходовой	

Присоединения арматуры к трубопроводу (рис.7.1.) бывают разъёмными (фланцевое, муфтовое, цапковое) и неразъёмными (сварное и паяное). Наиболее распространено фланцевое присоединение. Преимущества фланцевого присоединения арматуры – возможность многократного монтажа и демонтажа на трубопроводе, хорошая герметизация стыков и удобство их подтяжки, большая прочность и применимость для очень широкого диапазона давлений и проходов. Недостатки фланцевого соединения – возможность ослабления затяжки и потери герметичности со временем (особенно в условиях вибрации), повышенная трудоемкость сборки и разборки, большие габаритные размеры и масса. Эти недостатки фланцев особенно сказываются на трубопроводах больших диаметров, рассчитанных на средние и высокие давления.

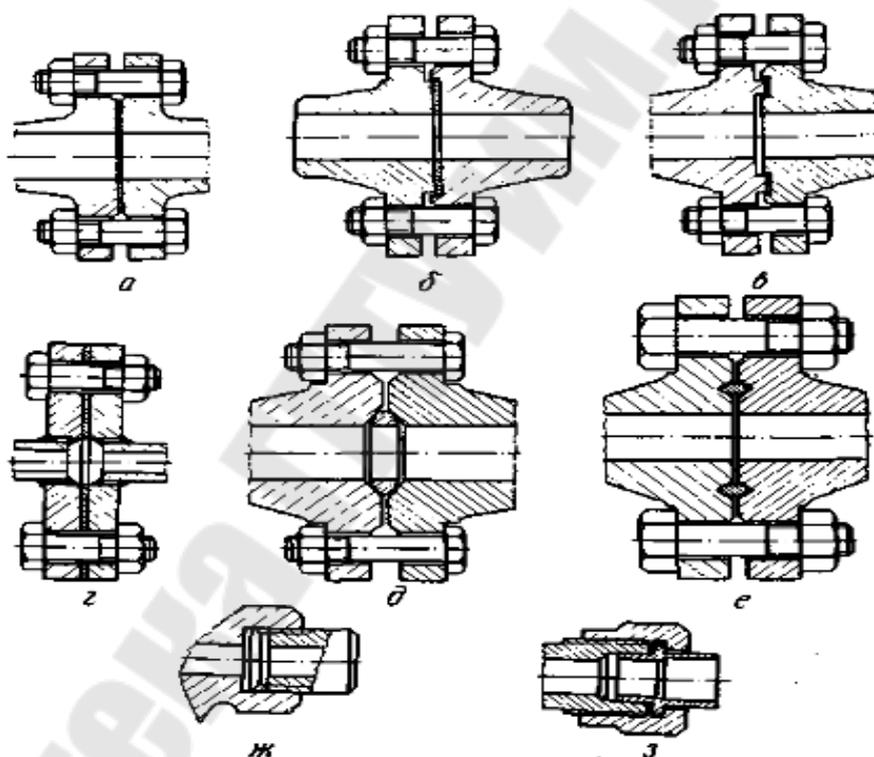


Рис.7.1. Основные типы присоединения арматуры к трубопроводу:

*а* – фланцевое (фланцы литые с соединительным выступом и плоской прокладкой); *б* – фланцевое (фланцы стальные приварные встык с уплотнением типа выступ-впадина с плоской прокладкой); *в* – фланцевое (фланцы литые с уплотнением типа шип-паз с плоской прокладкой); *г* – фланцевое (фланцы стальные плоские приварные с плоской прокладкой); *д* – фланцевое (фланцы стальные литые с линзовой прокладкой); *е* – фланцевое (фланцы стальные литые с прокладкой овального сечения); *ж* – муфтовое; *з* – цапковое.

При сборке такого соединения затягивают специальным инструментом десятки шпилек большого диаметра. Для затяжки таких фланцевых соединений часто требуется бригада слесарей. С увеличением условного давления и проходного сечения фланцев увеличивается масса как самой арматуры, так и всего трубопровода (с учетом ответных фланцев) и повышается расход металла. В связи с указанными недостатками фланцевых соединений, а также увеличением диаметров трубопроводов и их рабочих давлений, все большее распространение получает арматура с патрубками под приварку. Такой арматурой в частности, оснащают магистральные газо- и нефтепроводы.

Преимущества присоединения арматуры к трубопроводу сваркой велики. Это, прежде всего, полная и надежная герметичность соединения, что особенно важно для трубопроводов, транспортирующих взрывоопасные, токсичные и радиоактивные вещества. Кроме того, сварное соединение не требует никакого ухода и подтяжки, что очень важно для магистральных трубопроводов, где желателен минимум обслуживания. Сварное соединение дает большую экономию металла и снижает массу арматуры и трубопровода. Особенно эффективно применение арматуры с концами под приварку на таких трубопроводах, где сам трубопровод монтируется целиком при помощи сварки.

Недостатком сварных соединений является повышенная сложность демонтажа и замены арматуры, так как для этого ее приходится вырезать из трубопровода. Для мелкой арматуры, особенно чугунной, наиболее часто применяют муфтовое присоединение. При этом концы арматуры имеют вид муфт с внутренней резьбой. Поскольку для мелкой арматуры фланцы имеют относительно большую массу (часто одного порядка с массой арматуры без фланцев), то применение фланцев в таких условиях ведет к неоправданному увеличению расхода металла. Кроме того, затяжка болтов у фланцевых соединений небольшого диаметра более трудоемка, чем затяжка муфтового соединения, и требует применения специальных тарированных ключей.

Муфтовое соединение используют обычно в литой арматуре, так как литьем проще всего получить наружную конфигурацию муфты (шестигранник под ключ). В связи с этим основная область применения муфтовых соединений – арматура низких и средних давлений. Для мелкой арматуры высоких давлений, которую обычно изготавливают из поковок или проката, чаще всего применяют цапковое соединение с наружной резьбой под накидную гайку.

## **7.2 Выбор типа запорной арматуры в зависимости от условий работы**

Для выбора запорной арматуры необходимо иметь полные данные о системе, где собираются применять арматуру, о назначении арматуры и условиях ее работы.

Запорную арматуру выбирают в зависимости от конкретных условий и особенностей технологического процесса, а также от вида и физических свойств перекачиваемой рабочей среды (нефть, керосин, вода, газ, воздух, пульпа, шлам, суспензия и др.), характера работы арматуры (частота срабатывания, преобладающее закрытое или открытое рабочее положение), вида нагрузок в гидравлической системе (устойчивый режим, пульсация давления, динамические и ударные нагрузки, вибрации), температурного режима трубопровода и окружающей среды. При выборе арматуры следует учитывать также ее габаритные размеры и массу с учетом места для ее установки (например, для параллельных трубопроводов), стационарный или передвижной характер всей системы. Применение того или иного типа запорной арматуры определяют также такими факторами, как вид энергии для привода, необходимость ручного или механического привода, дистанционного или автоматического управления, быстрота закрывания и открывания, наличие в приводе аварийного дублера с независимым источником энергии (в частности, ручного дублера).

На выбор арматуры значительно влияют химическая активность рабочей среды и ее коррозионные свойства. Они определяют марку материала корпусных деталей арматуры и уплотнения.

При выборе арматуры необходимо учитывать ее долговечность и ремонтпригодность. Эти характеристики связаны с расчетным сроком службы самой установки, где применяют арматуру, а также с проектируемой в дальнейшем модернизацией или автоматизацией системы.

В системах, где затруднено обслуживание и где выход арматуры из строя может повлечь серьезные последствия, основной характеристикой для выбора запорной арматуры может стать надежность ее работы. Наконец, один из решающих факторов при выборе арматуры – ее экономичность. Экономичность следует рассматривать комплексно, для всего народного хозяйства в целом. При этом учитывают цену арматуры, стоимость ее обслуживания, а также ее влияние на экономические показатели всего производства.

Среди конкретных условий для каждого технологического процесса наиболее важным является требуемая герметичность. При этом

к запорной арматуре предъявляются самые различные требования – от абсолютной герметичности до допускаемого пропуская относительно больших размеров. Здесь следует учитывать, что в газообразных средах при уплотнении типа “металл по металлу” абсолютной герметичности достичь невозможно.

Однако фиксация пропуская среды зависит в сущности от метода контроля. Обычные визуальные методы контроля могут не зафиксировать пропуск среды, если он очень мал. При очень жестких требованиях к герметичности для контроля следует применять специальные течеискатели.

Из всех видов запорной арматуры наиболее герметичны вентили. Это объясняется тем, что в вентиле безопасно для уплотнительных поверхностей можно создать наиболее высокие удельные давления в затворе (потому что там отсутствует перемещение уплотнительных поверхностей во взаимном контакте и тем самым резко снижается опасность задираания).

Кроме того, для высоких давлений стали применять шаровые краны. В этих кранах (с плавающей пробкой) для уплотнения обычно используют усилие от давления рабочей среды (в то время как в вентиле с подачей под золотник оно, наоборот, мешает герметизации). Условный проход вентилей ограничен и практически тем меньше, чем выше рабочее давление. Предельный условный проход вентилей колеблется от 400 мм при низких давлениях, до 150 мм при высоких давлениях. Для средних и больших проходов надо применять задвижки, краны со смазкой или шаровые краны. При высоких давлениях и больших проходах стали применять шиберные задвижки, использующие для герметизации рабочее давление среды. Они более просты и экономичны, чем клиновые или параллельные двухдисковые задвижки. Уплотнение в корпусе в них, как правило, выполняют из пластмассы или резины, а запорный элемент (шибер) – из стали. Шиберные задвижки практически имеют любые размеры. Известны конструкции, применяемые на трубопроводах с условным проходом свыше 1200 мм при давлении 150 кгс/см<sup>2</sup>. Однако при низких да-

влениях, создаваемого напором среды, зачастую бывает недостаточно для герметизации, шиберные задвижки могут не удовлетворять поставленным требованиям. В этих условиях надежную герметичность обеспечивают клиновые задвижки, а также краны со смазкой. Следует иметь в виду, что конические краны со смазкой практически эффек-

тивны для диаметров условного прохода не более 300 мм, так как при больших проходах их изготовление становятся слишком трудоемким (ввиду очень большой площади контактной поверхности, по которой надо обеспечить прилегание пробки к корпусу).

На трубопроводах диаметром более 300 мм следует применять задвижки либо шаровые краны со смазкой либо с неметаллическим уплотнением. Для рабочих давлений до 10 – 16 кгс/см<sup>2</sup> при малых и средних проходах и до 2,5 – 6 кгс/см<sup>2</sup> при больших проходах наиболее экономичны дисковые затворы с резиновым уплотнением. Они обеспечивают герметичность, однако не столь надежно, как вентили, задвижки и краны. Вследствие этого дисковые затворы применяют в менее ответственных случаях эксплуатации.

Физические свойства среды оказывают существенное влияние на выбор типа запорной арматуры. Если рабочая среда содержит твердые включения, которые могут налипать на уплотнительные поверхности, то применять клиновые задвижки не рекомендуется, так как при этом они могут не обеспечить необходимой герметичности вследствие защемления твердых частиц между уплотнительными поверхностями. В таких средах лучше применять параллельные двухдисковые задвижки с принудительной очисткой уплотнений при закрывании. В средах типа суспензий и шламов весьма успешно применяют шаровые краны с пластмассовыми седлами.

В том случае, если из рабочей среды выпадает осадок или среда застывает (например, заполимеризовывается), применять вентили обычного типа, особенно задвижки, нежелательно, так как эти виды запорной арматуры имеют застойные зоны в корпусе, а запорный элемент их при срабатывании перемещается. Кроме того, в застойных зонах могут скапливаться отложения, что затрудняет перемещение запорного элемента и управление арматурой. Здесь наиболее подходящим типом арматуры являются краны как конические, так и шаровые. В конических кранах отсутствуют застойные зоны, а в шаровых они не опасны, так как запорный элемент (сферическая пробка) не перемещается в корпусе при срабатывании крана.

Большую роль при выборе арматуры играет агрегатное состояние рабочей среды (жидкое или газообразное). Газообразные среды значительно труднее уплотнять, чем жидкие, а потому первые требуют применения арматуры с более высокой герметичностью.

Важное физическое свойство жидкой среды – ее смачивающая способность по отношению к поверхности уплотнения. Известно, что

керосин хорошо смачивает металлические поверхности, а потому легко проникает в малейшие неплотности. К арматуре, работающей на керосине, предъявляются такие же высокие требования по герметичности, как и к работающей на газообразной среде. Из газов наибольшая герметичность запорной арматуры требуется для водорода и гелия.

Для высоковязких продуктов (каменноугольный пек, различные смолы и др.) для облегчения их транспортировки необходимо применять арматуру с обогревом – вентили и краны. Наиболее часто применяют обогрев высококипящими органическими теплоносителями и водяным паром. С этой целью краны и вентили снабжаются герметичными рубашками, окружающими корпус, через которые прокачивается обогревающая среда.

Реже применяют арматуру с электрообогревом, так как последний выполняется сложнее и менее эффективен. Иногда вместо обогрева приходится охлаждать арматуру, чтобы предотвратить полимеризацию или разложение среды. Для охлаждения используют такие же рубашки, как и для обогрева. Для чугунной арматуры рубашки обычно выполняют литыми, для стальной – приварными (такие рубашки проще в изготовлении и снижают брак литья при производстве).

Особые требования предъявляются к арматуре для трубопроводов сжиженного газа. Сжиженный природный газ имеет плохую смазывающую способность и, кроме того, хорошо растворяет масла и смазки. Большинство резин впитывает сжиженный газ, разбухает и прилипает к металлу. Малую набухаемость имеют резины на основе синтетического акрилонитрильного каучука (пербутана). Вследствие низкой стойкости смазок в сжиженном газе для таких трубопроводов не рекомендуется применять краны со смазкой. На трубопроводах сжиженного газа желательно использовать запорную арматуру с верхним уплотнением, чтобы перенабивать сальник без остановки транспорта газа.

В химически агрессивных средах требуется применять арматуру из коррозионностойких материалов, чтобы обеспечить стойкость не только корпусных деталей, узла шпинделя и запорного элемента, но и уплотнительных поверхностей затвора и сальникового уплотнения. Арматуру из кислотостойкой стали и специальных сплавов имеет смысл использовать в средах только с высокими рабочими давлениями, повышенными температурами (когда пластмассы резко снижают прочность) или для ответственных условий работы. Во всех прочих случаях следует применять гуммированную, футерованную пластмас-

сами, керамическую, эмалированную и цельнопластмассовую арматуру с учетом стойкости соответствующих неметаллических материалов в рабочей среде.

Для установок, в которых рабочая среда является радиоактивной, токсичной и пропуск среды через сальник недопустим, следует применять бессальниковую арматуру. Из различных типов такой арматуры наиболее надежны сильфонные вентили. Их используют для самых ответственных условий эксплуатации. Другие типы арматуры с сильфонами применяют весьма редко, так как это вызывает большие конструктивные трудности (для задвижек сложно обеспечить большой ход, а для кранов – вращательное движение). Бессальниковая арматура, в которой не используются сильфоны (диафрагмовые вентили, шланговые затворы и др.), недостаточно надежна и, главное, пригодна только для весьма ограниченного диапазона рабочих давлений и температур.

Важное значение при выборе арматуры имеет учет характера ее работы. Например, когда основное (преобладающее по времени) рабочее положение арматуры открытое, а среда имеет какие-либо включения или химически агрессивна, применение задвижек и вентиля не всегда удачно. В открытом положении уплотнительные поверхности арматуры этих типов оголены. Подвергаясь длительному воздействию среды, они могут покрыться осадком или подвергнуться коррозии, что отрицательно повлияет на герметичность при закрывании. В системах с таким режимом работы предпочтительнее применять краны.

При работе арматуры с частым срабатыванием вентили обычно предпочтительнее задвижек, потому что у последних значителен износ уплотнения при открывании и закрывании. Краны с металлическим уплотнением без смазки также быстро изнашиваются при частом манипулировании.

При резких колебаниях давления в системе, вызывающих ударные нагрузки в арматуре, применять чугунную и эмалированную арматуру нежелательно вследствие хрупкости чугуна и эмалевого покрытия. При вибрациях лучше работает арматура с резиновым уплотнением, так как резина “гасит” колебания. В таких условиях эксплуатации, когда запорная арматура, помимо своего основного назначения, используется и для дросселирования потока, не следует применять клиновые задвижки. Дело в том, что при неполном открытии прохода из-за турбулентности потока свободно висящий в нем клин начинает вибрировать. Эти вибрации приводят к появлению трещин и задиrow на уплотнительных поверхностях, нарушающих герметичность.

Шиберные задвижки, имеющие цельный шибер с отверстием для прохода среды в открытом положении, значительно меньше подвержены вибрациям. Это объясняется тем, что в таких задвижках запорный элемент (шибер) в промежуточном положении находится в контакте с уплотнительными поверхностями, а не висит свободно, как клин в клиновой задвижке. Таким образом, шиберные задвижки при необходимости можно применять и для дросселирования потока, как и краны. Следует подчеркнуть, что режим дросселирования вообще неблагоприятен для работы запорной арматуры, так как помимо влияния вибраций ее долговечность снижается еще и из-за эрозии, обусловленной повышенными скоростями потока.

Высокие рабочие температуры ограничивают выбор арматуры прежде всего за счет материалов. Практически все пластмассы (за исключением фторопласта) работоспособны только при температурах до 100 °С (а большей частью и при значительно более низких температурах). Для арматуры из фарфора, керамики и эмалированной опасны не столько повышенные температуры, сколько резкие их изменения (термический удар). Арматура из серого чугуна надежно работает только при температурах до 160 – 200 °С, из ковкого чугуна – до 300 – 400 °С. Шаровые краны с седлами из фторопласта можно эксплуатировать в интервале температур от –200 до +260 °С. Шаровые краны с графитовыми седлами можно применять при рабочей температуре до +540 °С.

Что касается конструктивных вариантов, то, например, задвижки с цельным клином применяют преимущественно при рабочих температурах до 250 °С, а клиновые двухдисковые – при более высоких температурах (когда имеется опасность заклинивания цельного клина из-за неравномерности температурных деформаций).

При минусовых температурах предел прочности большинства материалов повышается, но падает ударная вязкость (повышается хрупкость). При весьма низких температурах хорошо работают латуни и никелевые сплавы, а из пластмасс – фторопласт. К установке арматуры в помещениях, где ограничено пространство, предъявляются особые требования. Минимальные габаритные размеры имеют дисковые затворы (ограничения в их применении указывались выше). Также весьма малые размеры имеют краны. При этом конические краны, по сравнению с шаровыми, имеют меньшую строительную длину, но большую высоту. Вентили по высоте больше кранов, но меньше за-

движек. Строительная длина задвижек невелика, особенно шиберных, но зато их высота максимальна среди всех типов запорной арматуры.

По использованию приводов в запорной арматуре можно отметить следующее. Задвижки можно применять практически с любым приводом, кроме электромагнитного (потому что большой рабочий ход задвижек электромагниты не обеспечивают). Вентили также используют с самыми разнообразными типами приводов, в том числе и с электромагнитными. Краны с электрическими приводами применяют сравнительно редко, что объясняется быстротой срабатывания крана и необходимостью большой редукции от электродвигателя. Наиболее часто краны имеют ручной, пневмо- или гидропривод. Это же относится к дисковым затворам. Последние, наряду с кранами, наиболее быстро срабатывают (всего четверть оборота вала привода). Медленнее срабатывают вентили, хотя имеются конструкции быстродействующих вентиляей, в частности диафрагмовых.

Совсем медленно открываются и закрываются задвижки, рабочий ход которых равен условному проходу.

Стоимость арматуры определенного вида обычно пропорциональна ее массе. Отсюда следует, что наиболее дешевыми являются дисковые затворы.

## **8. Исполнительные устройства регулирования**

Устройство системы автоматического управления или регулирования (САР), воздействующее на процесс в соответствии с получаемой командной информацией, называется исполнительным устройством. Воздействие на процесс осуществляется изменением расхода проходящей через исполнительное устройство среды (управляющего расхода) таким образом, чтобы это изменение соответствующим образом повлекло за собой изменение регулируемого параметра. Вход исполнительного устройства – выходной сигнал управляющего устройства, выход – расход протекающей среды. Исполнительные устройства состоят из двух основных функциональных блоков:

1. регулирующего органа – собственно клапана или заслонки (исполнительного органа), непосредственно воздействующего на процесс путем изменения пропускной способности.

2. исполнительного механизма (привода), предназначенного для управления исполнительным органом в соответствии с командной информацией, получаемой от управляющего устройства. Исполнительные устройства устанавливают непосредственно на трубопрово-

дах (как технологических, так и магистральных), сосудах и различных аппаратах. Они регулируют или поддерживают в заданных пределах параметры среды (температуру, расход, давление, уровень и т. п.), непосредственно или косвенно связанные с изменением расхода среды через исполнительное устройство.

В нефтяной, нефтеперерабатывающей, нефтехимической, газовой и других отраслях промышленности широко применяют пневматические исполнительные устройства.

### **8.1 Основные параметры работы исполнительных устройств**

Исполнительное устройство является элементом САР, устанавливаемым непосредственно на технологическом или магистральном трубопроводе. Поэтому его основные параметры должны соответствовать как требованиям, предъявляемым к трубопроводной арматуре, так и требованиям, предъявляемым к устройствам автоматики.

Основные параметры исполнительных устройств систем автоматического регулирования следующие:

- условное давление  $P_y$  в кгс/см<sup>2</sup>;
- условный проход  $D_y$  в мм;
- тип присоединения к трубопроводу;
- допустимые условия вибрации;
- допустимый интервал температур регулируемой среды;
- допустимый перепад давления регулируемой среды;
- допустимый интервал температур и соответствующая относительная влажность окружающего воздуха;
- показатели надежности;
- срок службы;
- вид управляющей энергии;
- диапазон изменения входного сигнала;
- параметры питания;
- вид действия – нормальное положение затвора исполнительного устройства при отсутствии воздействия на него входного сигнала.

### **8.2 Классификация и особенности конструирования исполнительных устройств**

Исполнительные устройства в основном классифицируют в зависимости от условной пропускной способности. По этому признаку их делят на четыре группы:

а. исполнительные устройства больших расходов – регулирующие заслонки с условной пропускной способностью от 40 до 25 000 м<sup>3</sup>/ч (условные проходы от 50 до 1000 мм);

б. исполнительные устройства средних расходов – регулирующие клапаны с условной пропускной способностью от 2 до 5000 м<sup>3</sup>/ч (условные проходы от 10 до 300 мм);

в. исполнительные устройства малых расходов – регулирующие клапаны с условной пропускной способностью от 0,1 до 4,0 м<sup>3</sup>/ч (условные проходы от 6 до 25 мм);

г. исполнительные устройства микрорасходов – регулирующие клапаны с условной пропускной способностью 0,1 м<sup>3</sup>/ч и менее и условным проходом 10 мм и менее.

Исполнительные устройства средних расходов – регулирующие клапаны бывают односедельными; трехходовыми; шланговыми; диафрагмовыми; двухседельными; шаровыми; клеточными. В зависимости от вида управляющей энергии исполнительные устройства делят на пневматические, гидравлические и электрические. При этом один и тот же регулирующий орган можно комплектовать как пневматическим, так и электрическим исполнительным механизмом (приводом). В условиях пожаро- и взрывоопасных производств наиболее широко применяют исполнительные устройства с пневматическими приводами (пневматические исполнительные устройства).

По принципу действия исполнительные устройства делятся на регулирующие и запорно-регулирующие.

В зависимости от вида пропускной характеристики исполнительные устройства могут быть с равнопроцентной пропускной характеристикой и с линейной пропускной характеристикой.

По величине условного давления исполнительные устройства делятся на группы: а) низких давлений – до 16 кгс/см<sup>2</sup>; б) средних давлений – от 25 до 160 кгс/см<sup>2</sup> и в) высоких давлений – от 200 до 1500 кгс/см<sup>2</sup>.

В зависимости от допустимой температуры регулируемой среды исполнительные устройства могут быть:

- а) для низких температур – до –225 °С;
- б) для нормальных температур – до +225 °С
- в) для высоких температур – до +450 °С.

В зависимости от материала основных деталей регулирующего органа исполнительные устройства применяют: а) чугунные; б)

стальные (из углеродистой стали); в) нержавеющие (из различных марок нержавеющих сталей); г) специальные.

В зависимости от способа уплотнения выходного штока регулирующего органа исполнительные устройства делятся на:

- а) сальниковые;
- б) бессальниковые (например, с сальфонным уплотнением штока).

В зависимости от взаимного расположения входного и выходного патрубков исполнительные устройства могут быть: а) проходные; б) угловые.

В зависимости от вида подсоединения к трубопроводу исполнительные устройства делятся на: а) фланцевые; б) муфтовые; в) линзовые; г) цапковые; д) приварные.

В зависимости от вида действия ИУ могут быть:

а) нормально открытые (НО), в которых при прекращении подвода энергии, создающей перестановочное усилие, проходное сечение полностью открывается;

б) нормально закрытые (НЗ), в которых при прекращении подвода энергии, создающей перестановочное усилие, проходное сечение полностью перекрывается.

По защищенности от воздействия окружающей среды исполнительные устройства могут быть в обыкновенном и взрывозащищенном исполнении.

В обыкновенном исполнении они предназначены для работы в условиях воздействия окружающей среды, в которой допускаются загрязняющие соединения в концентрациях, ограниченных определенными нормами.

#### Односедельные клапаны.

Односедельные регулирующие клапаны в последнее время благодаря своим преимуществам начали вытеснять двухседельные клапаны. Односедельные клапаны подразделяются на регулирующие и запорно-регулирующие. Каждая из этих групп в свою очередь делится на клапаны с сальфонным и сальниковым уплотнениями штока. Кроме того, односедельные клапаны бывают проходными и угловыми.

Односедельные клапаны могут иметь линейную или равнопроцентную пропускную характеристику. Как правило, односедельные регулирующие клапаны применяют тогда, когда необходимо полностью перекрыть поток при закрытии клапана, а также при регулировании потоков вязких жидкостей и неоднородных сред (взвесей, растворов, пульп и др.).

Односедельные клапаны применяют также при малых условных проходах трубопровода.

Односедельные клапаны могут быть запорно-регулирующими. Они имеют на затворе уплотняющее фторопластовое кольцо, поэтому их можно применять для регулирования потоков сред с температурой до 120 °С.

В последнее время созданы односедельные регулируемые клапаны с разгруженным затвором. Они могут успешно регулировать потоки сред при больших перепадах давления. Разгрузка затвора 2 в таком клапане (рис.8.1.) обеспечивается наличием в нем каналов, соединяющих полости над затвором и под ним, благодаря чему давления над затвором и под ним равны.

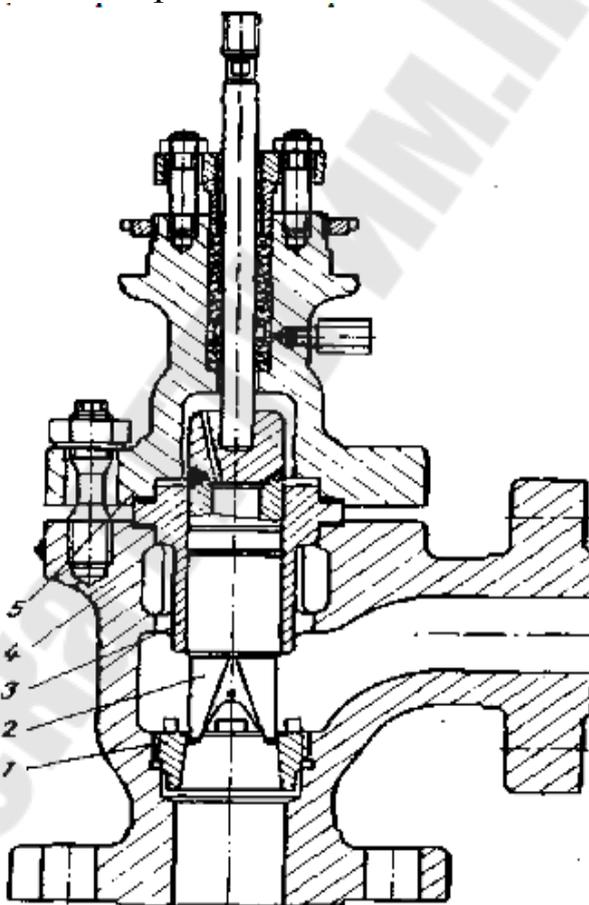


Рис.8.1. Регулирующий орган односедельного клапана с разгруженным затвором: 1 – седло; 2 – затвор; 3 – направляющая втулка; 4 – корпус; 5 – верхняя крышка.

Затвор имеет две направляемые цилиндрические поверхности – одна из них направляется седлом 1, другая – направляющей втулкой 3, зажимаемой между корпусом 4 и верхней крышкой. Благодаря

большой площади направляющих поверхностей в клапане даже при высоких перепадах давления не возникают вибрации и шумы. Клапаны имеют ряд исполнений и рассчитаны на условное давление 320 кгс/см<sup>2</sup> для регулирования сред с температурой от –10 до + 450°С. Детали корпуса изготавливают либо из углеродистой, либо из нержавеющей стали, затвор и седло – из нержавеющей стали или из стеллита.

Затвор обеспечивает равнопроцентную пропускную характеристику клапана при диапазоне изменения пропускной способности, равном 50 %.

Негерметичность регулирующих клапанов с уравновешенным затвором не превышает 0,5 % максимальной пропускной способности. Клапаны комплектуют пневматическими, электрическими или гидравлическими приводами с необходимыми дополнительными блоками.

#### Трехходовые клапаны.

Трехходовые клапаны предназначены для смешения двух потоков в один или для разделения одного потока среды на два.

По этому признаку трехходовые клапаны разделяют на смесительные и разделительные.

У смесительного клапана к двум его патрубкам подводятся потоки различных сред или однородная среда, но с разными температурами; у разделительного к одному из его патрубков подводится поток среды, который разделяется этим клапаном на два самостоятельных потока, выходящих через другие патрубки.

Трехходовые регулирующие клапаны отличаются величиной пропускной способности от соответствующих двухседельных клапанов. Основные детали смесительных и разделительных клапанов унифицированы, но так как корпуса клапанов этих двух типов имеют неодинаковую форму и различные гидравлические сопротивления, то пропускная способность смесительных и разделительных клапанов также различна.

#### Шланговые клапаны.

Шланговые регулирующие клапаны отличаются от перечисленных тем, что регулируемая среда проходит в них через эластичный патрубок (шланг) который, деформируясь под действием исполнительного механизма, изменяет площадь проходного сечения, а следовательно, и расход. Шланговые клапаны могут регулировать потоки самых разнообразных сред. В зависимости от среды их эластичные патрубки изготавливают из бензостойких, маслостойких, маслобензостойких, химиче-

ски стойких, эрозионно-стойких материалов, а также из материалов, пригодных для пище-вых продуктов. При этом применение резиновых или пластмассовых эластичных патрубков вместо дорогостоящих нержавеющей сталей дает большой экономический эффект.

Шланговые регулирующие клапаны имеют следующие преимущества:

- исключают застой продукта (конструкция клапана прямоочная с малым гидравлическим сопротивлением);
- выполнены без уплотнения штока, так как дроссельная часть клапана, ограниченная эластичным патрубком, полностью герметизирована;
- в закрытом положении эластичный патрубок надежно перекрывает проход, отсекая подачу среды в отводящий трубопровод;
- возможна быстрая и удобная замена эластичного патрубка при выходе его из строя.

Основными недостатками шланговых клапанов являются:

- невысокая температура регулируемых сред (80 °С) и небольшое рабочее давление (до 10 кгс/см<sup>2</sup>);
- значительная неуравновешенность регулирующего органа, что делает невозможным его применение без позиционера;
- сравнительно небольшой срок службы эластичного патрубка.

Шланговый регулирующий клапан (рис.8.2.) состоит из шлангового пережимного затвора, мембранно-пружинного исполнительного механизма повышенной мощности типа МИМП и пневматического позиционера. Необходимость в применении механизма МИМП и позиционера вызвана тем, что исполнительный механизм должен развивать большие усилия, так как затвор этого клапана неразгруженный. Клапаны можно комплектовать ручными дублерами. Затвор клапана (рис.8.2.) представляет собой эластичный патрубок 1, пережимаемый двумя валиками – траверсами и помещенный в герметичный кожух. Последний образован металлическими корпусом 3 и крышкой 4, уплотняемыми прокладками 5. На случай разрыва патрубка в крышке 4 предусмотрено сальниковое уплотнение штока 6. Эластичный патрубок в корпусе зажимается при помощи уплотнительных конусов – фланцев 2.

Верхняя траверса 7 жестко соединена ее штоком 6; нижняя 11 прикреплена к верхней при помощи ролико-втулочной цепи 8, переброшенной через зубчатое колесо 9, вращающееся на оси 10. При перемещении штока 6 с прикрепленной к нему траверсой 7 вниз нижняя траверса 11 поднимается и таким образом патрубок перекрывается (сжимается).

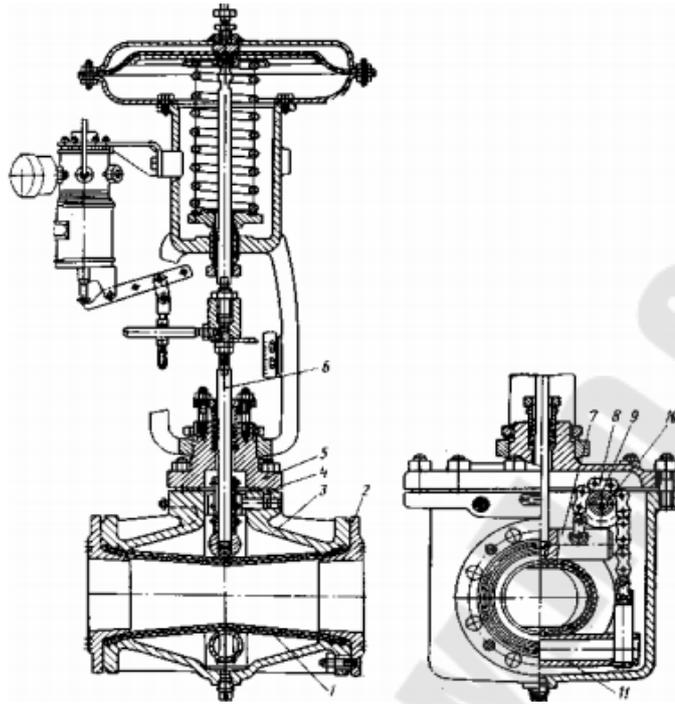


Рис.8.2. Шланговый регулирующий клапан:

1 – эластичный патрубок; 2 – уплотнительный конус (фланец); 3 – корпус; 4 – крышка; 5 – прокладка; 6 – шток; 7 – верхняя траверса; 8 – ролико-втулочная цепь; 9 – зубчатое колесо; 10 – ось; 11 – нижняя траверса.

Для сжатия эластичного патрубка, находящегося под давлением среды, требуется значительное усилие. Оно необходимо и для герметичного перекрытия прохода, т. е. для создания надежного контакта между пережимаемыми поверхностями патрубка.

Расход среды через шланговый клапан меняется в основном только в начале подъема штока. Зависимость между увеличением расхода и подъемом штока при раскрывании патрубка в первой половине хода примерно линейная, поэтому для пропорционального регулирования целесообразно использовать только эту часть хода. При двухпозиционном регулировании (открыто – закрыто) для уменьшения износа целесообразно раскрывать патрубок полностью. В клапанах предусмотрена возможность настройки на определенный ход.

Поскольку в шланговых клапанах среда не контактирует с металлическими частями (корпусом и крышкой), их можно изготавливать из низкосортных металлов, а применение их в агрессивных средах обуславливается только химической стойкостью материала эластичного патрубка. От химического состава среды также зависит материал зажимных конусов – фланцев, которые изготавливают из углеродистой,

хромоникелевой и хромомолибденовой легированных сталей, титанового сплава, а также из углеродистой стали с последующей гуммировкой или эмалированием.

В шланговых регулирующих клапанах минимальный регулируемый расход составляет 10 – 12 % максимального. Это объясняется тем, что при большом перепаде давления патрубков, близкий к полностью закрытому положению, начинает самопроизвольно закрываться и открываться, т. е. вступает в режим автоколебаний. Это объясняется следующим. При большом перепаде давления в узкой щели, равной 6 – 8 % площади полного диаметра патрубка, в полости за дроссельной щелью давление резко понижается и образуется разрежение. Под атмосферным давлением патрубков сплющивается и перекрывает проход. Но как только движение среды прекращается, давление восстанавливается и патрубок раскрывается. Патрубок вступает в режим автоколебаний тем быстрее, чем больше величина перепада давления, чем уже дроссельная щель и чем меньше жесткость патрубка.

#### Дифрагмовые клапаны.

Дифрагмовые регулирующие клапаны применяют, как правило, для регулирования потоков агрессивных сред. Корпус дифрагмового клапана изготавливают из чугуна, а внутри покрывают кислотостойкими материалами.

Температурный предел применения дифрагмовых клапанов определяется температурной стойкостью материалов покрытия и дифрагмы и составляет: 60 °С – для клапанов, футерованных полиэтиленом; 80 °С – для клапанов, футерованных резиной; 110°С – для клапанов, футерованных фторопластом 42; 120 °С – для клапанов эмалированных; 135 °С – для клапанов, футерованных фторопластом 30, и 150 °С для клапанов, футерованных фторопластом 40.

Основные преимущества дифрагмовых регулирующих клапанов – возможность применения дешевых антикоррозионных материалов взамен дорогостоящих нержавеющей сталей, а также бессальниковая конструкция.

К недостаткам дифрагмовых клапанов относятся: неразгруженность затвора и ограниченные величины давления и температуры регулируемых сред.

Проходной корпус 12 дифрагмового регулирующего клапана (рис. 8.3.) по внутренней поверхности футерован химически стойкими материалами. На корпусе болтами закреплена крышка 9, а между крышкой и корпусом зажата дифрагма П. которая винтом 8 привин-

чена к крестовине 7 и, кроме того, соединена со штоком 5 клапана. На крышке 9 гайкой 6 закреплен мембранно-пружинный исполнительный механизм 3, шток 4 которого также соединен со штоком клапана. На крышке мембранной камеры исполнительного механизма 3 крепится позиционер 2. Регулирующие клапаны с условным проходом 10 и 15 мм и отсечные клапаны для двухпозиционного регулирования поставляют без позиционера. Чтобы предупредить разрушение диафрагмы от действия рабочей среды в крышке 9 регулирующего органа расположена телескопическая опора 10 набранная из колец, на которые опирается диафрагма. Крепление клапана к трубопроводу – фланцевое. Клапаны могут иметь дублирующий (аварийный) сальник. Для обнаружения утечки среды в атмосферу в крышке клапана предусмотрено отверстие, к которому крепится сигнализатор прорыва диафрагмы. Положение диафрагмы определяют по указателю, установленному на штоке исполнительного механизма.

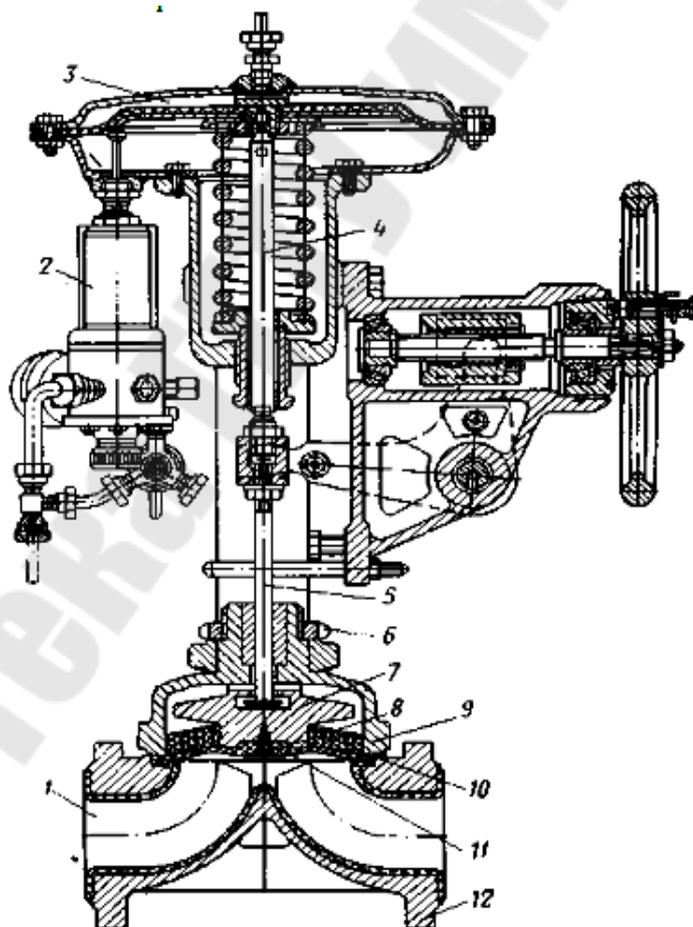


Рис.8.3. Диафрагмовый регулирующий клапан:

1 – регулирующий орган; 2 – позиционер; 3 – пневмопривод; 4 – шток привода; 5 – шток регулирующего органа; 6 – гайка; 7 – крестовина; 8 – винт; 9 – крышка; 10 – телескопическая опора; 11 – диафрагма; 12 – корпус.

В зависимости от параметров среды клапаны различаются футеровкой корпуса и диафрагмой, которые могут быть выполнены из различных химически стойких материалов.

## 9. Теплообменные аппараты

Современная нефтяная и газовая промышленность оснащена сложным оборудованием, предназначенным для осуществления разнообразных процессов – нагрева, охлаждения, конденсации, массопередачи, перекачки, компримирования, фильтрации и ряда других операций с нефтью, газом и продуктами их переработки.

В зависимости от технологической необходимости в схеме химического или нефтеперерабатывающего предприятия или технологической установки применяют различные аппараты, причем значительную их долю (20 – 45 % общего веса аппаратуры и установок) составляют теплообменные и конденсационно-холодильные. Среди всей номенклатуры машин и аппаратов, от которых зависит эффективная и оптимальная их эксплуатация, значительную часть составляют аппараты воздушного охлаждения (АВО).

### 9.1 Классификация и описание АВО

Аппараты воздушного охлаждения широко используют в составе станций магистральных газопроводов для охлаждения газа после компримирования, а также в нефте- и газоперерабатывающей промышленности.

Опыт эксплуатации АВО подтверждает высокую эффективность и надежность работы таких аппаратов. Коэффициенты теплопередачи

аппаратов составляют 235 – 582 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Стандартные аппараты воздушного охлаждения в зависимости от конструкции и назначения принято обозначать следующим образом:

АВГ – горизонтальные;

АВЗ – с зигзагообразным расположением секций;

АВГ-Т – трехконтурные;

АВМ – для малых потоков;

АВШ – шатровые (рис.9.1.).

Аппарат воздушного охлаждения состоит из ряда трубчатых секций, расположенных горизонтально, вертикально, наклонно в виде шатра или зигзагообразно. По трубам секций пропускают охлаждаемую или конденсируемую среду (рис.9.1.).

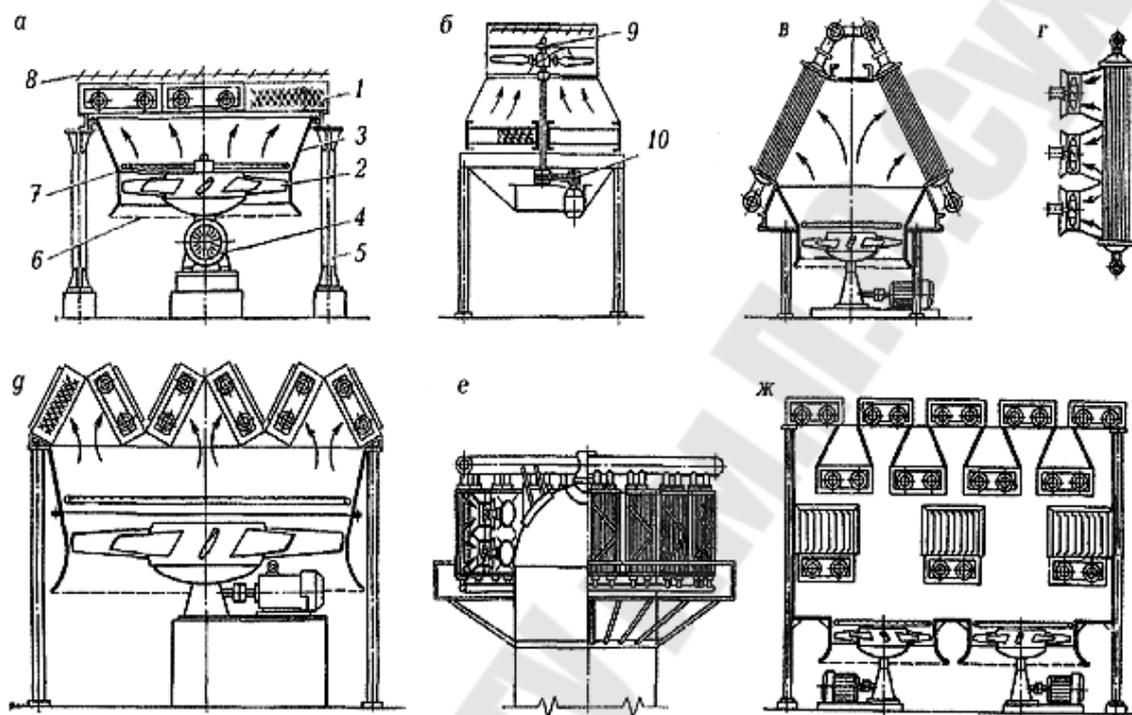


Рис.9.1. Аппараты воздушного охлаждения:

а, б – горизонтальные соответственно с нижним и верхним размещением вентилятора; в – шатровый; г – горизонтальный; д – зигзагообразный; е – наверху ректификационной колонны; ж – трехконтурный; 1 – секция трубчатая; 2 – колесо вентилятора; 3 – диффузор; 4 – электродвигатель; 5 – колонна; 6 – решетка ограждающая; 7 – коллектор впрыска химически очищенной воды; 8 – жалюзи; 9 – механизм регулирования угла поворота лопастей; 10 – клиноременная передача.

С торцов аппарат закрыт металлическими стенками. Охлаждающий воздух засасывается и продувается через трубчатые секции. Для повышения эффективности аппарата при сравнительно высокой температуре окружающего воздуха (в жаркое летнее время) на выходе воздуха из вентилятора предусмотрен кольцевой коллектор для увлажнения воздуха с целью снижения его температуры. Для предотвращения отложения накипи на трубах для увлажнения нужно использовать химически очищенную воду. В некоторых

конструкциях аппаратов воздушного охлаждения воздух подается вентилятором, создающим разрежение.

Секция аппаратов воздушного охлаждения состоит обычно из четырех, шести или восьми рядов труб, которые расположены по вершинам равносторонних треугольников и закреплены развальцовкой, а в ряде случаев последующей приваркой в двух трубных решетках, имеющих крышки

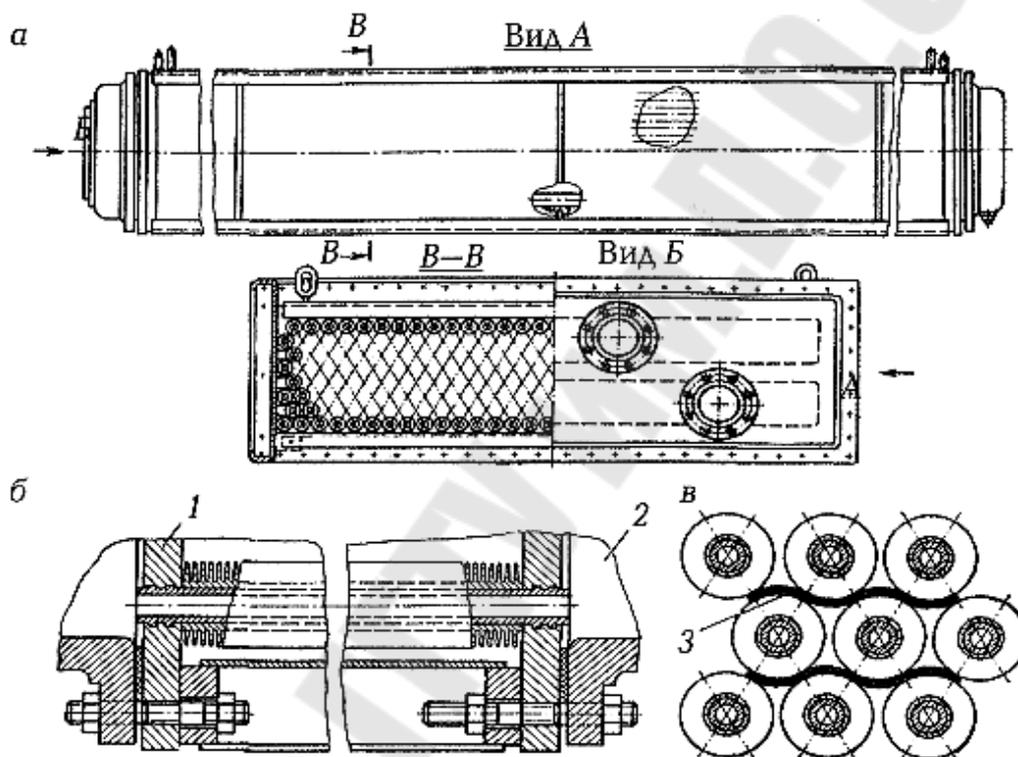


Рис.9.2. Секция аппарата воздушного охлаждения:  
а – общий вид; б – узлы крепления труб; в – элемент поперечного сечения пучка труб; 1 – решетка; 2 – крышка; 3 – дистанционная прокладка.

В АВО применяют трубы длиной от 1,5 до 12 м с внутренним диаметром 21 или 22 мм. Секции могут быть многоходовыми по трубному пространству.

Через пакет оребренных труб нагнетается или прокачивается воздух вентилятором с относительно низкой частотой вращения вала. Поток воздуха может либо нагнетаться в пакет, либо вытягиваться из него. Преимущество нагнетания воздуха состоит в том, что вентилятор и привод находятся в холодном воздухе, что повышает эффективность вентилятора (а это может снизить его стоимость), упрощает

крепление вентилятора и привода и облегчает обслуживание. Однако воздушный поток через трубный пучок очень неоднородный, и низкая скорость нагретого воздуха при естественной конвекции может стать причиной рециркуляции горячего воздуха и снижения разности температур. Откачивание воздуха обеспечивает высокие скорости и настолько снижает влияние естественной конвекции, что рециркуляция становится маловероятной. Для защиты пакета труб от механических повреждений и дождя или града применяются жалюзи. Для предотвращения взаимного смещения труб в пучке между ними предусмотрены дистанционные прокладки из алюминиевой ленты шириной 15 мм. Такие секции выпускают на условное давление от 0,6 до 6,4 МПа.

Для подачи охлаждающего воздуха применяют осевые вентиляторы пропеллерного типа с диаметром колеса от 0,8 до 7 м производительностью до 1,5 млн м<sup>3</sup> в час. Колеса вентиляторов изготавливают сварными из алюминия, с колесом диаметром 5 м или с двумя вентиляторами с колесом диаметром 2,8 м.

Еще более компактны аппараты трехконтурного типа при размещении секций горизонтальными рядами в три яруса (рис. 14.3). В средний и верхний ряды (контур) секций воздух поступает, пройдя между секциями нижнего контура, и выводится с верха аппарата. Из секций нижнего контура нагретый воздух выводится сбоку в окна торцовых стенок аппарата. Таким образом, все секции продуваются параллельными потоками свежего воздуха. Пространства между секциями соседних контуров для организации движения воздуха отделены листами с теплоизоляцией. Секции изготовлены из труб длиной 8 или 12 м. Воздух нагнетается соответственно четыремя или шестью вентиляторами с диаметром колеса 2,8 м, как и в аппаратах горизонтального типа. Аппараты воздушного охлаждения для высоких давлений (10 МПа и выше) имеют неразъемные трубчатые пучки. Пучки состоят из коллекторов, выполненных из толстостенных труб, в которые вварены оребренные теплообменные трубы. Аппараты воздушного охлаждения для малых потоков имеют сравнительно небольшую поверхность теплообмена. Секции этих аппаратов по конструкции аналогичны секциям аппаратов горизонтального типа, но выполнены из труб длиной 1,5 или 3 м; при этом устанавливают соответственно один или два вентилятора меньшего диаметра. Колеса вентиляторов крепят непосредственно на валу электродвигателя.

При использовании тихоходных электродвигателей колесо вентилятора можно крепить непосредственно к валу электродвигателя.

Обычно частота вращения 160 – 500 об./мин. Для снижения шума и уменьшения действия вибраций фундамент привода аппаратов воздушного охлаждения целесообразно выполнять отдельно от фундамента, к которому крепится аппарат. В ряде случаев на вентиляторах можно устанавливать устройства, сигнализирующие или отключающие двигатель при возникновении чрезмерных вибраций. При использовании клиноременной передачи и сравнительно небольшой мощности электродвигателя привод можно монтировать непосредственно на металлоконструкции аппарата без специального фундамента.

## 9.2 Охлаждение газа на компрессорных станциях

С целью повышения эффективности и надежности магистральных газопроводов на компрессорных станциях транспортируемый газ охлаждают в аппаратах воздушного охлаждения. Эти аппараты имеют конструктивные особенности: отличаются числом трубных секций, длиной, оребрением и расположением труб в секциях, числом и расположением вентиляторов (верхнее – над трубными секциями, нижнее – под трубными секциями), мощностью электродвигателей вентиляторов и т.д.

При охлаждении газа увеличивается производительность трубопровода, требуется меньше энергии установок компримирования на транспорт газа, снижается температура трубопровода и, следовательно, уменьшается скорость коррозии металла труб, повышается срок службы изоляционных покрытий трубопроводов.

АВО являются основным устройством, применяемым при охлаждении больших потоков газа. При транспорте больших потоков газа требуются большие поверхности охлаждения, поэтому целесообразно использовать АВО с единичной поверхностью до 25000 м<sup>2</sup> и с коэффициентом оребрения 14,6 и 22.

Наиболее эффективно применение АВО для районов умеренных температур наружного воздуха и северных. В этом случае разность температур наружного воздуха и газа в процессе охлаждения значительно больше, а следовательно, выше эффективность использования АВО.

На рис.9.3. показана технологическая схема компрессорной станции с использованием АВО в качестве охладителей газа.

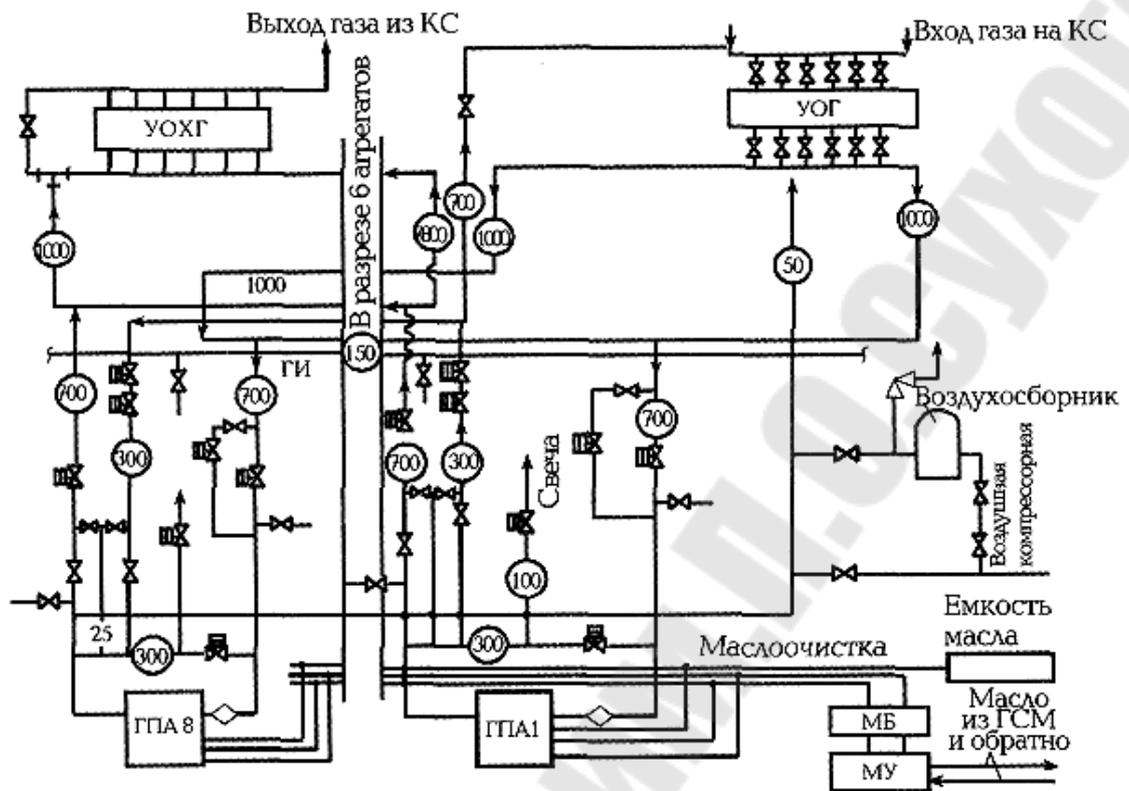


Рис.9.3. Технологическая схема компрессорной станции:  
 ГПА-1, ГПА-8 – газоперекачивающие агрегаты; МУ – масло-  
 очистительная установка; ГИ – газ импульсный; УОХГ – установка  
 охлаждения газа; УОГ установка очистки газа.

Охлаждение газа на КС осуществляется в аппаратах воздушного охлаждения 2АВГ-75, АВЗ-9-9, 2АВГ-100 и др. Холодильники АВГ-75 доставляют на монтажную площадку отдельными узлами: металлоконструкции (панели П-1, П-2, крестовые связи между панелями); двигатель ВАСО 16-14-24 мощностью 37 кВт; колесо вентилятора; диффузор с коллектором; трубные секции АВО.

АВО газа на КС обычно подключают по параллельной схеме. Поставку 2АВГ-100 производят в комплекте с обвязочными и подводящими трубопроводами, кранами  $D_y = 400$  мм и системой автоматизированного управления и контроля.

Для охлаждения природного газа высокого давления до 16,0 МПа созданы специальные аппараты АВГП-160, АВГ-125 и АВГ-160/6-3-8, применяющиеся для станций подземного хранения газа и установок комплексной подготовки газа газоконденсатных месторождений.

Аппарат АВГП-160, имеющий блочное исполнение и специальные салазки для транспортирования, поставляют в собранном виде.

Аппарат состоит из двух автономных секций, четырехрядных, двухходовых по трубному пространству, объединенных коллекторами с фланцами для подвода и отвода газа. Секции – коллекторные, с теплообменными трубами длиной 4 м. Аппарат имеет 8 вентиляторов и узлы увлажнения воздуха. При поочередном отключении вентиляторов регулируется тепловой режим аппарата.

Аппарат АВГ-125 создан на базе стандартизированных аппаратов АВЗ и отличается от них конструкцией теплообменных секций и их горизонтальным расположением. Аппарат включает три автономные секции коллекторного типа, шириной 2 м каждая. Секции выполнены четырехрядными, двухходовыми по трубному пространству.

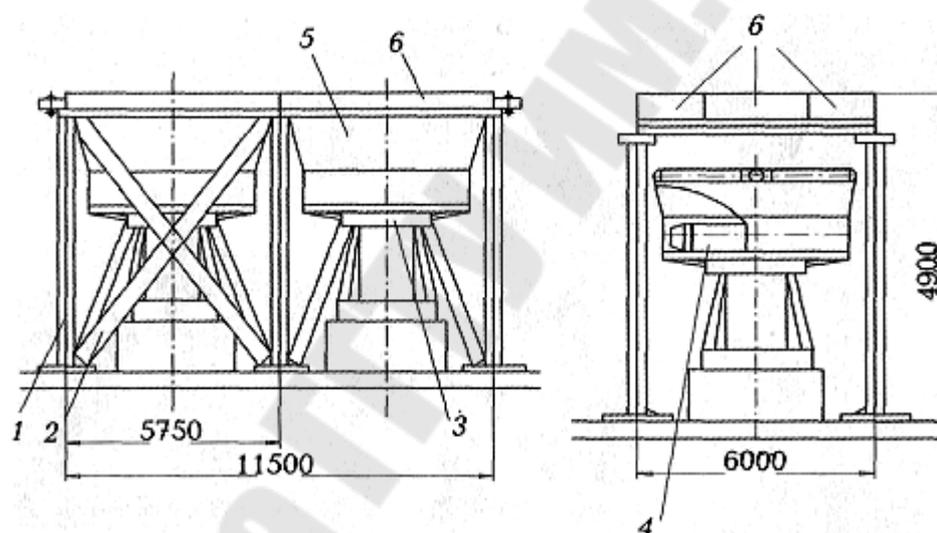


Рис.9.4. Аппарат воздушного охлаждения АВГ – 125:

1 – панели металлоконструкций П-1, П-2; 2 – крестовые связи между панелями; 3 – двигатель; 4 – колесо вентилятора; 5 – диффузор с коллектором; 8 – трубная секция АВО.

Аппарат АВГ-160/6-3-8, применяемый на установке комплексной подготовки газа газоконденсатного месторождения, представляет собой сдвоенную конструкцию аппаратов АВГ с длиной труб 8 м, включающую четыре автономные секции коллекторного типа, шестирядные, трехходовые.

На КС магистральных трубопроводов эксплуатируются также аппараты фирм “Крезолуар” (Франция), “Бронсверк” (Голландия), ВНИИНефтегаза и др., рассчитанные на давление 7,5 МПа.

Импортные аппараты горизонтального типа поставляют с камерной конструкцией секций и лопастями вентиляторов из стеклопластика. Приводы вентиляторов установлены на специальной раме, крепящейся к коллекторам вентиляторов.

### **9.3 Особенности конструирования аппаратов воздушного охлаждения**

При конструировании аппаратов воздушного охлаждения необходимо предусматривать меры для регулирования режима работы в связи с сезонными и суточными изменениями температуры воздуха. Работу аппаратов воздушного охлаждения регулируют:

- изменением частоты вращения колеса вентилятора;
- изменением угла наклона лопастей вентилятора;
- жалюзийными устройствами, дросселирующими поток воздуха;
- отключением всех или части вентиляторов;
- рециркуляцией части воздуха и дренированием в атмосферу;
- увлажнением воздуха.

Применение жалюзийных устройств, рециркуляция и дренирование воздуха не обеспечивают экономию энергии и менее выгодны, чем другие способы. Для изменения частоты вращения колеса вентилятора предусматривают установку многоскоростных электродвигателей, управляемых гидравлических и электрических муфт, коробок передач и вариаторов, двигателей постоянного тока с тиристорными выпрямителями, асинхронных двигателей с преобразователями частоты. Угол наклона лопастей колеса вентилятора можно изменять периодически во время остановки вентилятора. Применяют также конструкции вентиляторов, имеющих механизм поворота лопастей с ручным или автоматическим управлением.

## Литература

1. Бармин С.Ф. Справочник работника магистрального газопровода. - М.: Недра, 1974. – 331 с.
2. Громов А.В., Гузанов А.Е. Эксплуатационнику магистральных газопроводов. - М.: Недра, 1987. – 174 с.
3. Гумеров А.Г., Гумеров Р.С., Акбердин А.М. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций.- М.: Недра, 2001. – 231 с.
4. Коваленко П.В., Рябыш А.С. Машины и оборудование газонефтепроводов: учебно-методический комплекс, часть 1 и 2. - Новополюк.: УО “Полоцкий государственный университет”, 2005. – 640 с.
5. Котелевский Ю.М. Современные конструкции трубопроводной арматуры для нефти и газа. - М.: Недра, 1976. – 496 с.
6. Мороз А.П., Мальцуров И.И., Арустамов К.Г. Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций.- М.: Недра, 1979. – 328 с.
7. Мустафин Ф.М., Коновалов Н.И., Гельметдинов Р.Ф. Машины и оборудование газонефтепроводов. – Монография. Уфа, 2002. – 383 с.
8. Спасский К.Н. Насосные и компрессорные станции. – М.: ВЗПИ, 1990. – 73 с.
9. Степанов О.А., Иванов В.А. Охлаждение газа и масла на КС. – М.: Недра, 1982. – 143 с.
10. Шпотаковский М.М. Охлаждение транспортируемого природного газа на КС магистральных газопроводов. – М.: Недра, 1991. – 60 с.

**Козырева Светлана Владимировна**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ  
ОБОРУДОВАНИЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ  
ТРУБОПРОВОДОВ**

**Курс лекций  
по одноименной дисциплине  
для слушателей специальности 1-70 05 75  
«Трубопроводный транспорт, хранение  
и реализация нефтегазопродуктов»  
заочной формы обучения**

Подписано в печать 29.11.13.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 5,81. Уч.-изд. л. 6,11.

Изд. № 18.

<http://www.gstu.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе с макета оригинала авторского.

Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого».

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48