Библиотека СОК



В. В. Портнов

Воздухоснабжение промышленного предприятия

Учебное пособие

Воронеж 2007

ГОУ ВПО
«Воронежский государственный технический университет»

В.В.Портнов

ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Утверждено Редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия

Воронеж 2006

УДК 621.1.016

Портнов В.В. Воздухоснабжение промышленного предприятия: учеб. пособие / В.В. Портнов. Воронеж: ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2007, 228 с.

В учебном пособии рассмотрены: виды основного и вспомогательного оборудования компрессорной станции, методы определения нагрузок, компоновка, водоснабжение, автоматика и регулирование производительности, виды смазочных материалов. Учебное пособие соответствует требованиям Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению 140100 «Теплоэнергетика», специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика», дисциплине «Технологические энергоносители предприятий».

Табл. 20. Ил. 45 Библиогр.: 7 назв.

Научный редактор канд. техн. наук, доц. В.Ю. Дубанин

Рецензенты: кафедра промышленной энергетики Воронежской государственной технологической академии (зав. каф. д-р техн. наук, проф. В.В. Шитов);
канд. техн. наук, доц. В.В. Майоров

© Портнов В.В., 2006
© Оформление. ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2007

ВВЕДЕНИЕ

Простота конструкций получения и транспортировки, большая передаваемая мощность при небольшом весе, безопасность и практически неисчерпаемый историк энергоносителя – вот те основные преимущества, обусловившие широкое использование сжатого воздуха на современном промышленном предприятии. Как показывает практика, до трети всей установленной производственной мощности расходуется на выработку сжатого воздуха.

В настоящее время технической литературы, посвященной данной тематике, очень мало. Развитие же промышленности диктует свои требования к подготовке специалистов-энергетиков. Данное пособие в определенной мере ликвидирует пробел в справочной литературе о воздухоснабжении.

Материал учебного пособия соответствует программе подготовки дипломированных специалистов по направлению 650800 «Теплоэнергетика». Оно ориентировано главным образом на изучение студентами специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика» дисциплины «Технологические энергоносители предприятий». Пособие может быть использовано при выполнении курсового проекта и в процессе дипломного проектирования.

Автор выражает признательность своим помощницам: Шевляковой Ольге, Баркаловой Анне и Грошевой Нине за большую помощь в создании этого пособия.

1. АППАРАТЫ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА И ИХ ПРИВОД

1.1. Классификация компрессорных машин

Машины для сжатия и перемещения газов или паров называются газодувными или компрессорными машинами. В дальнейшем будем употреблять термин «компрессорные машины» или просто компрессоры.

Компрессоры можно классифицировать по целому ряду признаков:

- **по виду сжимаемой среды**: компрессоры воздушные, азотные, этиленовые, для сжатия углеводородных газов, кислородные, аммиачные, фреоновые, углекислотные и т.д.;
- **по числу цилиндров (для поршневых):** одноцилиндровые, многоцилиндровые;
- **по давлению всасываемого газа**:
- нормальные – давление у всасывающего патрубка равно атмосферному;
- дожимные – давление выше атмосферного;
- **по роду привода**:
- с механическим приводом - от трансмиссий, валов, локомотивных осей и т. д.;
- с электрическим приводом — преимущественно от электродвигателей переменного тока;
- с паросиловым приводом - от паровой машины, паровой турбины;
- с приводом от газовой турбины;
- с приводом от двигателя внутреннего сгорания;
- газомоторные, представляющие из себя единую машину «газовый двигатель-компрессор»;

- **по числу ступеней сжатия**: одноступенчатые, многоступенчатые;
- **по местоположению компрессорного агрегата**:
- стационарные - установленные на неподвижном фундаменте;
- транспортные (передвижные) - перемещающиеся со своей фундаментной рамой (авиационные, судовые, локомотивные, трамвайные и т. д.) или перемещающиеся на специальной тележке (для строительных работ, в шахтах и т. д.);
- **по охлаждению**:
- неохлаждаемые;
- охлаждаемые водой с внутренним (рубашечным) охлаждением (во время цикла сжатия) и с промежуточным охлаждением (между ступенями сжатия);
- охлаждаемые воздухом;
- **по развиваемому давлению**:
- вакуум-компрессоры, отсасывают газ из пространства с давлением ниже атмосферного и обычно нагнетают в пространство, где давление равно атмосферному или выше;
- вентиляторы, давление нагнетания до 0,01 МПа;
-газодувки (воздуходувки), давление нагнетания от 0,01 до 0,35 МПа;
- компрессоры, давление нагнетания свыше 0,35 МПа;

В свою очередь **компрессоры** по развиваемому давлению подразделяются на:
- компрессоры низкого давления, работающие в диапазоне давлений 0,35-1 МПа;
- компрессоры среднего давления, давление 1-10 МПа;
- компрессоры высокого давления, 10-100 МПа;
- компрессоры сверхвысокого давления, свыше 100 МПа.

Вентиляторы делятся на:

- вентиляторы низкого давления (центробежные и осевые), давление нагнетания до 1000 Па;
- среднего давления (центробежные), до 3000 Па;
- высокого давления (центробежные), до 10 кПа (в отдельных экземплярах вентиляторов достигается давление до 15 кПа);
- **по устройству и принципу работы**:
- объемные, в том числе поршневые, с возвратно-поступательно-движущимися поршнями, простого действия с одной рабочей полостью или двойного действия - с двумя рабочими полостями; ротационные, с вращающимися рабочими органами - пластинчатые, роторные и винтовые;
- лопастные (лопаточные), которые, в свою очередь, делятся на центробежные (радиальные) с радиальным направлением движения рабочего тела, осевые (аксиальные) с осевым перемещением рабочего тела; лопаточные центробежные и осевые компрессоры и воздуходувки называются также турбокомпрессорами и турбовоздуходувками (турбомашины);
- струйные (эжекторы, аспираторы), с использованием кинетической энергии предварительно расширившегося рабочего тела для подсоса и сжатия воздуха (газа) низкого давления.

Схема классификации воздушных приводных компрессоров приведена на рис.1.

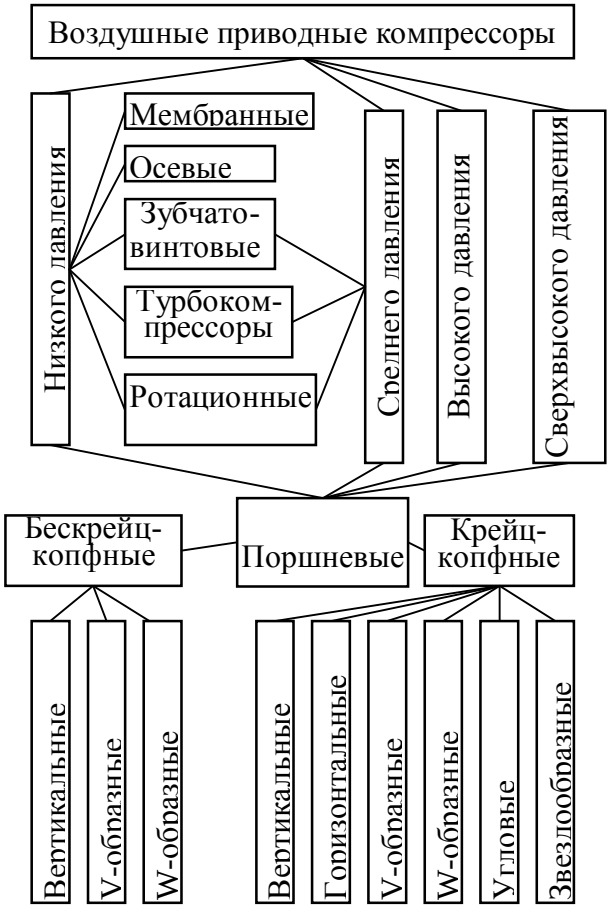


Рис. 1. Схема классификации воздушных приводных компрессоров

1.2. Поршневые компрессоры

Поршневые компрессоры, сжимающие воздух от 0,5 до 100 МПа и производительностью до 1,7 $м^3$/с (100 $м^3$/мин), рационально применять на компрессорных станциях производительностью до 8,33 $м^3$/с (500 $м^3$/мин).

На рис. 2 показана схема работы цилиндра крейцкопфного компрессора двойного действия. Процесс сжатия воздуха происходит в следующей последовательности. В цилиндре 1 поршень 2 совершает возвратно-поступательное движение. Усилие от коленчатого вала 3 на поршень передается через шатун 5 и крейцкопф 4. При движении поршня слева направо объем между внутренними стенками цилиндра и верхней частью поршня увеличивается, образуется разрежение, и атмосферный воздух поступает в компрессор через всасывающий клапан 6; нагнетательный клапан 7 при этом закрыт. Со стороны нижней части поршня происходит уменьшение рабочего объема и сжатие находящейся там порции воздуха. Всасывающий клапан 8 закрыт, а нагнетательный 9 открыт. При движении поршня справа налево процессы, протекающие сверху и снизу поршня, меняются местами.

Поршневые компрессоры различают:

- **по способу действия**: простого (рис. 3а и 3б) и двойного действия (рис. 3в);
- **по числу работающих цилиндров**: одноцилиндровые и многоцилиндровые;
- **по способу сжатия**: одноступенчатые и многоступенчатые;
- **по конструктивному исполнению**: вертикальные, горизонтальные и угловые; однорядные и двухрядные — с последовательным и параллельным расположением цилиндров; с простым и дифференциальным поршнем; крейцкопфные и бескрейцкопфные;

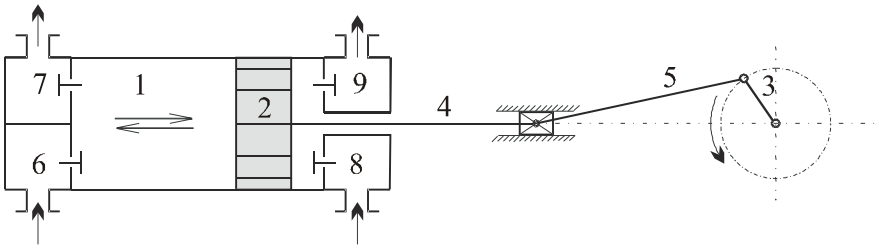


Рис. 2. Схема работы поршневого компрессора двойного действия

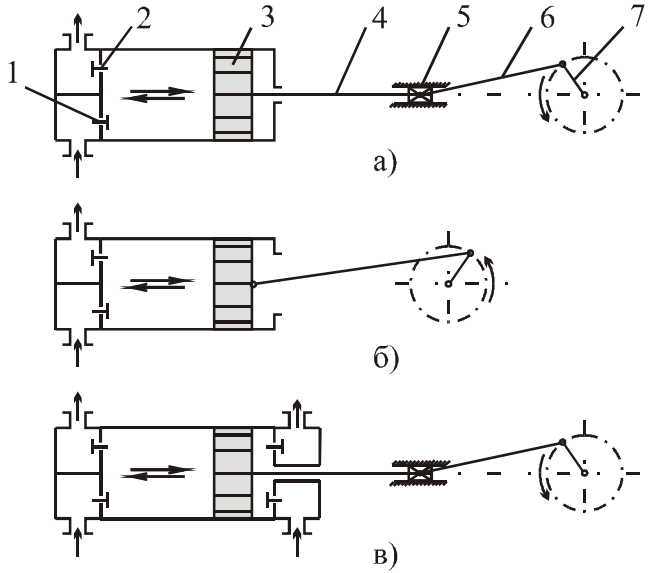


Рис. 3. Варианты конструкций поршневых компрессорв

- **по способу охлаждения цилиндров и сжимаемого воздуха**: с водяным и воздушным охлаждением;

- **по числу оборотов вала компрессора**: на тихоходные (до 200 об/мин) и быстроходные (от 500 до 1000 об/мин);

- **по производительности**: до 10 $м^3$/мин - малой производительности; от 10 до 100 $м^3$/мин - средней производительности; свыше100 $м^3$/мин - большой производительности;

- **по конечному давлению нагнетаемого воздуха**: низкого давления (до 2,5 МПа); среднего давления (до 6 МПа); высокого давления (до 35 МПа) и сверхвысокого давления (свыше 35 МПа).

Типичные схемы наиболее распространенных конструкций поршневых компрессоров представлены на рис. 4.

В одном цилиндре при хорошем охлаждении можно получить сжатие воздуха лишь до 0,6 МПа при температуре, безопасной для компрессорной установки.

Для получения более высокого сжатия с меньшей затратой энергии при условии компактности компрессорной станции применяются многоступенчатые компрессоры с промежуточным охлаждением воздуха и очисткой его от влаги и масла. В таких компрессорах атмосферный воздух сжимается последовательно в каждом цилиндре, очищаясь от водяных паров и паров масел после каждого межступенчатого охладителя воздуха.

В конструкциях многоступенчатых компрессоров широко применяются ступенчатые (дифференциальные) поршни. При этом две и более ступени сжатия могут быть размещены в одном цилиндре.

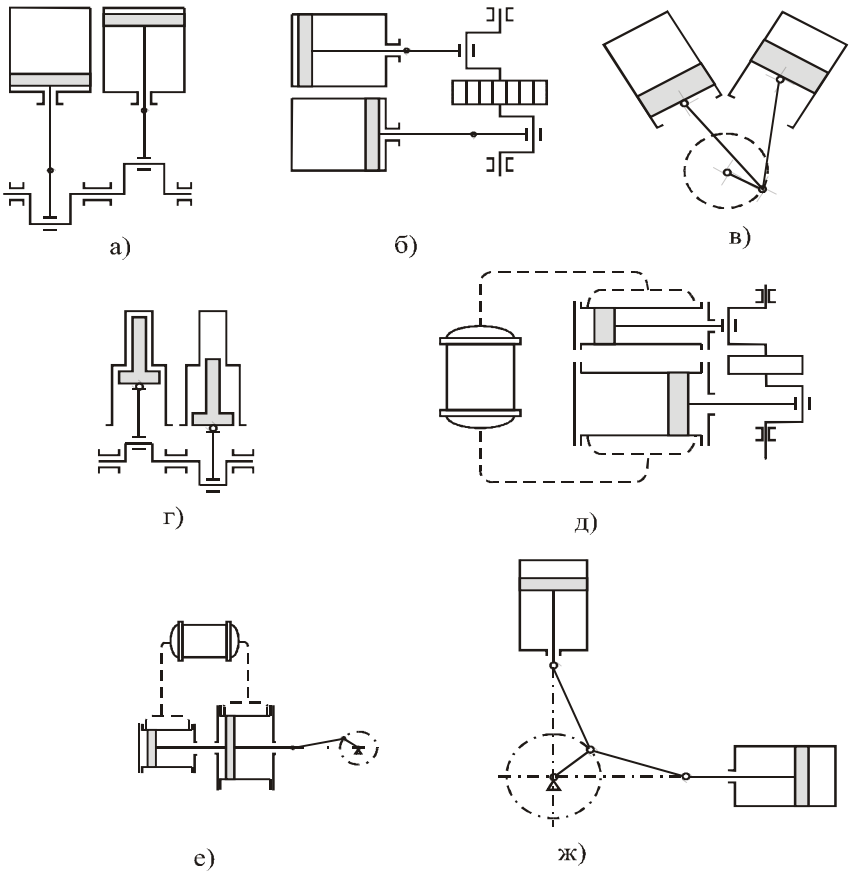


Рис. 4. Типичные схемы расположения цилиндров компрессоров:

а – одноступенчатый компрессор двойного действия с вертикальным расположением цилиндров; б - одноступенчатый компрессор двойного действия с горизонтальным расположением цилиндров; в – компрессор простого действия с V-образным расположением цилиндров; г – компрессор с дифференциальными поршнями; д - двухступенчатый компрессор с параллельным расположением цилиндров (компаунд); е - двухступенчатый компрессор с последовательным расположением цилиндров (тандем), ж – угловой

В приводных компрессорах возвратно-поступательное движение поршня осуществляется через кривошипно-шатунный механизм, состоящий из коленчатого вала с кривошипом и шкивом или маховиком, шатуна и в некоторых конструкциях также из крейцкопфа (ползуна) и штока. Коленчатый вал изготовляется из высококачественной стали.

Шатун является звеном, связывающим коленчатый вал с ползуном, штоком и поршнем. Он служит для превращения вращательного движения коленчатого вала в возвратно-поступательное движение поршня. Поступательно-качательное движение шатуна происходит в плоскости, перпендикулярной к оси вала. Шатуны изготавливаются из качественных легированных и углеродистых сталей. Крейцкопф (или ползун) состоит из корпуса и башмаков и соединяет шатун со штоком поршня, обеспечивая совпадение осей штока поршня и цилиндра. Он движется прямолинейно в направляющих параллелях. Корпус ползуна отковывается из углеродистой стали, а башмаки отливаются из чугуна.

Поршневые компрессоры низкого давления до 1 МПа и малой производительности (до 0,33 (20 $м^3$/мин)) выпускаются главным образом бескрейцкопфными, простого действия, в вертикальном, V-образном и W-образном исполнениях.

Многоступенчатые компрессоры производительностью до 20 $м^3$/с (120 $м^3$/мин) обычно изготовляются крейцкопфными, в вертикальном и V-образном исполнениях, а также угловой конструкции.

Бескрейцкопфные компрессоры изготовляются с числом оборотов от 500 до 1000 в минуту, а крейцкопфные чаще всего в пределах от 200 до 500. Эксплуатируются также прямодействующие компрессоры без кривошипно-шатунного механизма, со свободно движущимися поршнями, движение которым передается от поршня двигателя внутреннего сгорания.

Марка компрессора является его индексом. Например, компрессор 200В-10/8:

200 - ход поршня, мм;

В - назначение компрессора по роду сжимаемой среды (воздушный);

10 - производительность, $м^3$/мин;

8 - давление нагнетаемого воздуха, ати.

Поршневые компрессоры обладают следующими общими недостатками:

- относительно малой производительностью и малооборотностью, препятствующей в некоторых случаях осуществлению непосредственного соединения компрессора с быстроходными электродвигателями;
- неравномерностью подачи воздуха в сеть, в результате чего требуется установка воздухосборника;
- сравнительно большими габаритами машин и фундаментов (особенно горизонтальные компрессоры);
- неуравновешенностью движущихся масс.

Общие недостатки, присущие различным видам поршневых компрессоров, являются причиной разработки и применения других типов компрессоров.

1.3. Ротационные компрессоры

После поршневых компрессоров наиболее распространенным типом компрессора является ротационный компрессор.

Ротационный компрессор имеет ту же зависимость между подачей воздуха и давлением, что и поршневой, однако в поршневом компрессоре воздух сжимается в цилиндре поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение с переменной скоростью, а в ротационном компрессоре воздух

сжимается пластинками в камерах, которые образуются между вращающимся с постоянной скоростью ротором и цилиндрическим корпусом компрессора.

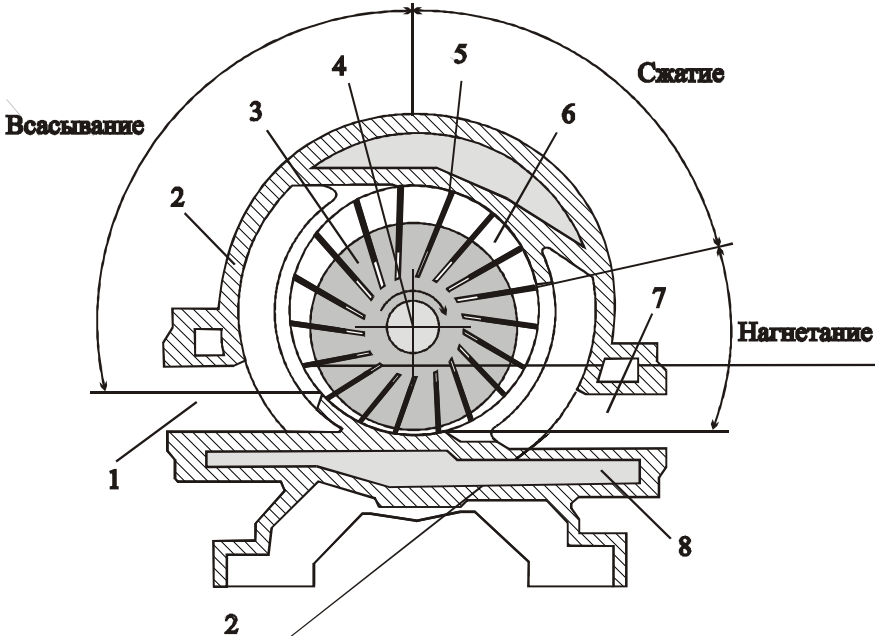


Рис. 5. Ротационный пластинчатый компрессор

Наиболее распространенным видом ротационного типа компрессоров является пластинчатый компрессор (рис.5). В цилиндрическом корпусе 2 ротор 3 вращается на эксцентрично расположенной оси 4. В пазы ротора вставлены стальные пластинки 5, которые при вращении ротора под действием центробежной силы прижимаются к стенкам цилиндра. При этом создается ряд камер 6, в которых происходит сжатие воздуха,

вошедшего через патрубок 1. При дальнейшем вращении в направлении, указанном на рисунке стрелкой, воздух вытесняется через нагнетательный патрубок 7 в сеть.

В одноступенчатых ротационных компрессорах степень сжатия находится в пределах от 3 до 5, а в двухступенчатых ротационных компрессорах с промежуточным охладителем достигает 9-13.

На заводах России ротационные компрессоры выпускаются производительностью 0,1-1,67 $м^3/с$ (6-100 $м^3/мин$). Конечным давлением сжатия до 0,4 МПа они изготовляются одноступенчатыми, а до 1,2 МПа - двухступенчатыми.

Число оборотов ротационного компрессора обычно равно числу оборотов двигателя, непосредственно соединенного с компрессором, что позволяет легко осуществлять регулирование производительности компрессора, выбрав электродвигатель с необходимым числом оборотов.

Ротационные компрессоры успешно применяются там, где не допускаются колебания грунта, и в небольших по объему помещениях. Ротационные компрессоры имеют следующие **преимущества**:

- большое число оборотов;
- малые габаритные размеры;
- малый вес;
- равномерная подача воздуха;
- отсутствие клапанов.

К **недостаткам** ротационных компрессоров следует отнести:

- сложность изготовления, монтажа и ремонта;
- ограниченное количество марок, выпускаемых типоразмеров ротационных компрессоров;
- низкий к. п. д. и малый коэффициент подачи;
- частое снижение производительности компрессора ввиду нагара, образующегося на лопатках ротора;

- высокая конечная температура сжимаемого газа;
- большой расход смазки и подача в сеть замасленного воздуха;
- частые неполадки и аварии, в связи с чем - непродолжительный срок службы.

1.4. Турбокомпрессоры

К динамическим компрессорным машинам или турбокомпрессорам относятся все виды центробежных, осевых, диагональных и вихревых машин. Наибольшее распространение в практике сжатия и транспортировки газов получили первые две из перечисленных конструкций машин.

Ступень центробежного компрессора показана на рис. 6. На вал 1 насажены рабочие колеса, имеющие рабочие лопатки 4, закрепленные между дисками 2 и 3. При вращении рабочего колеса воздух всасывается через входное отверстие и центробежной силой отжимается к периферии. При этом повышается давление и возрастает скорость воздуха. В диффузоре 5 избыточная кинетическая энергия воздуха превращается в дополнительное давление.

Если напор одной ступени недостаточен, воздух последовательно направляется через несколько рабочих колес; при этом воздух из диффузора поступает в обратный направляющий аппарат 6. Чем больше таких колес, последовательно насаженных на вал, том большее давление создает турбокомпрессор при повышенной окружной скорости, которая может достигать 350 м/с. Для получения сжатого воздуха давлением 0,8 МПа требуется 8-10 лопастных колес, вращающихся со скоростью 4500-10000 об/мин.

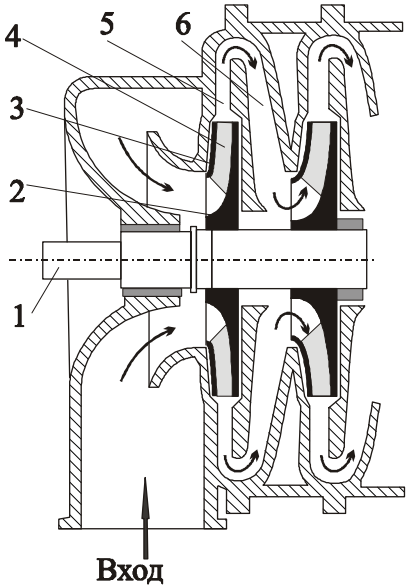


Рис. 6. Ступени центробежного компрессора

На рис. 7 приведена схема многоступенчатого осевого компрессора. Лопатки 2 рабочего колеса компрессора представляют собой профили, изготовленные таким образом, что воздух, входящий при вращении этих лопаток с большой относительной скоростью, у выхода теряет часть этой скорости, вследствие чего происходит приращение напора. В направляющих аппаратах 1, 3 и 4 воздух или газ только меняет свое направление для входа на лопатки следующего ряда, или одновременно теряет значительную часть абсолютной (по отношению к неподвижным направляющим аппаратам) скорости и получает дополнительное давление.

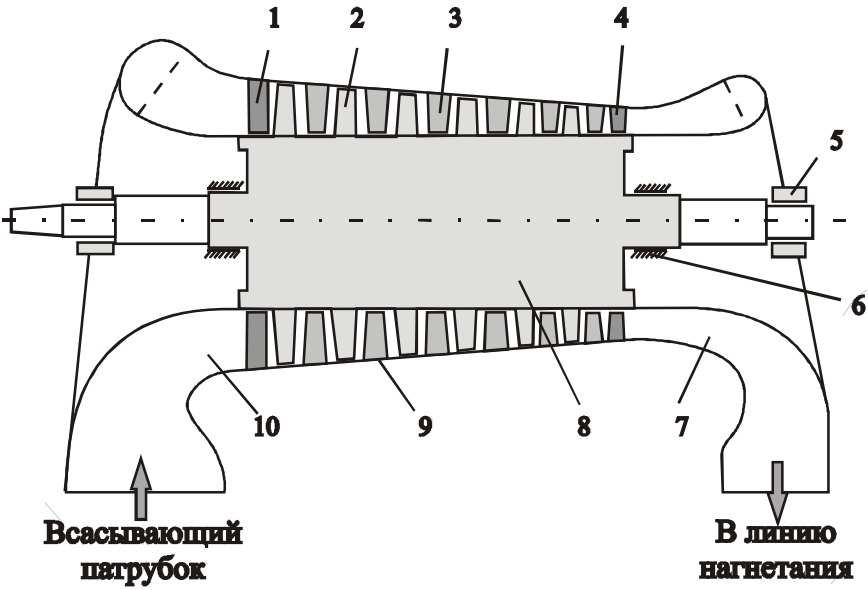


Рис. 7. Схема многоступенчатого осевого компрессора:
1 – входной направляющий аппарат; 2 – рабочее колесо; 3 – направляющий аппарат; 4 – спрямляющий аппарат; 5 – подшипник; 6 – уплотнение; 7 – диффузор; 8 – ротор; 9 – корпус (цилиндр); 10 – конфузор.

Приводом турбокомпрессора обычно является синхронный электродвигатель или паровая быстроходная турбина. Воздух, сжатый турбокомпрессором, не содержит масляных паров, так как в рабочей полости турбокомпрессора нет трущихся и смазываемых поверхностей. Турбокомпрессоры — малогабаритные, быстроходные и высокопроизводительные машины для сжатия воздуха; они выпускаются произво-

дительностью 1-55 $м^3$/с (4000-200000 $м^3$/час) и конечным давлением воздуха 0,7–1,1 МПа.

В отличие от поршневых компрессоров турбокомпрессоры обладают свойством работать при различных режимах их эксплуатации. Каждый турбокомпрессор имеет индивидуальную характеристику, зависящую от конструкции машины.

Режим работы турбокомпрессора характеризуется производительностью (подачей) Q, конечным давлением Р, а также числом оборотов я, потребляемой мощностью N и коэффициентом полезного действия η.

Зависимость между перечисленными параметрами при постоянном числе оборотов изображена кривыми на рис. 8. Характеристика «подача — давление» является нормальной характеристикой турбокомпрессора.

Точка К на кривой нормальной характеристики показывает, что при производительности турбокомпрессора $Q_к$ достигается наибольшее давление $Р_к$. Эти производительность и давление называются критическими, а точка К — критической точкой. Влево от точки К турбокомпрессор работает неустойчиво, а вправо от точки К имеется некоторое равновесие, т. е. при возрастании потребления сжатого воздуха давление в сети трубопроводов снижается, и турбокомпрессор подает в сеть больший объем воздуха, а при уменьшении расхода воздуха давление в трубопроводе увеличивается, вследствие чего подача турбокомпрессора уменьшится.

В случае продолжающегося уменьшения расхода воздуха в сети и возрастания давления в трубопроводе влево от точки К турбокомпрессор перестает поддерживать наибольшую величину давления $Р_к$ и прекращает подачу воздуха. В это время воздух из сети устремляется в турбокомпрессор, вызывая резкое сотрясение трубопровода и машины.

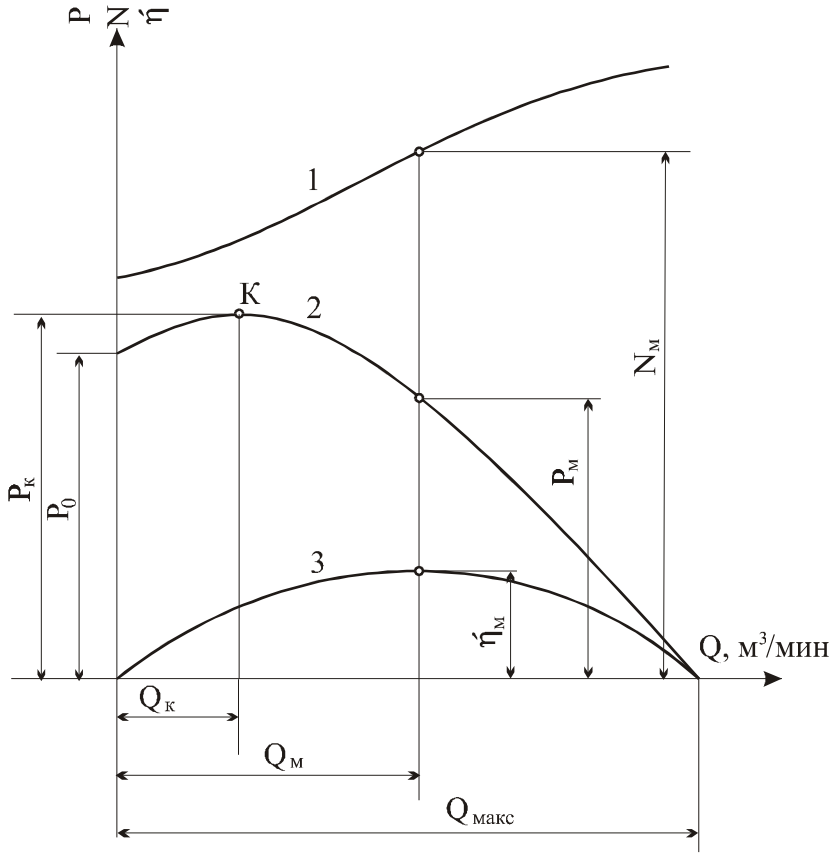


Рис. 8 . Рабочая характеристика турбокомпрессора:
1 – характеристика мощности; 2 - характеристика «подача-давление»; 3 - характеристика к.п.д.

Как только давление в напорном трубопроводе снижается до P_o, действие турбокомпрессора восстанавливается; он начинает подавать в сеть сжатый воздух в количестве, большем, чем требуется потребителям. Давление в сети опять по-

вышается до $P_к$, подача турбокомпрессора опять снижается до нулевого значения. Это явление ритмически повторяется и носит название «помпаж». При этом турбокомпрессор работает ненормально, шумно, толчками и действует обратный клапан.

Для устранения явления помпажа применяются автоматические регуляторы - антипомпажные устройства, которые поддерживают постоянное давление в сети.

Турбокомпрессор имеет следующие **преимущества** перед поршневым и ротационным компрессорами:

- повышенное число оборотов;
- сжимает большие объемы воздуха;
- имеет меньшие габаритные размеры;
- обладает меньшим весом и большей компактностью;
- требует меньшего фундамента из-за малых габаритов машины и хорошо сбалансированного ротора;
- не имеет клапанов;
- имеет более равномерную подачу воздуха;
- прост и удобен в обслуживании;
- надежен в эксплуатации;
- обладает саморегулируемостью;
- сжатый воздух не загрязнен парами масла;
- температура воздуха на выходе из компрессора не превышает 80 ^{0}C.

Недостатки турбокомпрессора в сравнении с поршневыми машинами следующие:

- меньший к. п. д.;
- ограниченное давление, в основном до 1 МПа;
- неустойчивость при параллельной работе;
- из-за наличия промежуточных охладителей очень часто возникает необходимость в устройстве подвала в машинном зале.

Турбокомпрессоры имеют также меньшие расходы на смазку, ремонт и обслуживание.

Первоначальные затраты на устройство компрессорной станции с поршневыми компрессорами значительно выше, чем с турбокомпрессорами.

Однако необходимость в применении турбокомпрессоров возникает только на крупных промышленных предприятиях и в опытных исследовательских установках, где сжатый воздух расходуется в больших количествах для ведения производственных процессов или в качестве технологического сырья.

Заводы тяжелого машиностроения выпускают свыше 40 типов турбокомпрессоров для нужд черной и цветной металлургии, нефтяной и угольной промышленности.

В обычных конструкциях турбокомпрессоров для получения давления сжатия порядка 0,8 МПа применяется свыше четырех ступеней сжатия.

1.5. Струйные (эжекционные) компрессоры

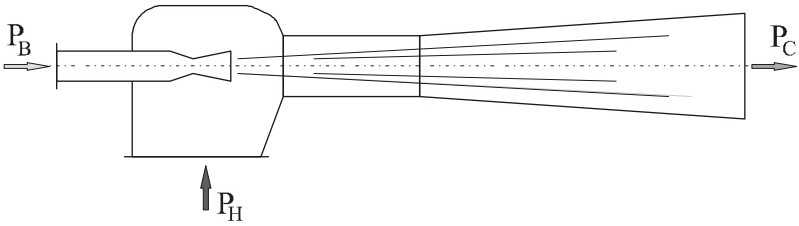


Рис. 9. Струйный компрессор

В струйном аппарате (рис. 9) рабочее тело (сжатый воздух, газ, пар), обладающее повышенным давлением $\mathbf{p_в}$, проходя через сопло, расширяется до давления, равного или даже меньшего давления всасываемого воздуха $\mathbf{p_н}$, и, приобретя

большую скорость, рабочее тело подсасывает воздух низкого давления. Смесь, обладающая значительной скоростью, проходит через диффузор, снижает скорость, получает давление $\mathbf{p}_c$, с которым и поступает в магистраль.

1.6. Область применения компрессорных машин

Наибольшее применение получили центробежные и поршневые компрессоры, вырабатывающие воздух давлением 0,7–0,9 МПа, для привода пневматических устройств, инструментов и машин в различных отраслях промышленности и транспорта. Поршневые компрессоры изготавливают производительностью до 1,7 $м^3$/с (100 $м^3$/мин) (по всасыванию). Отдельные поршневые компрессоры изготовляют производительностью до 3,3 $м^3$/с (200 $м^3$/мин).

При периодической работе на шахтах и в строительстве, наряду с легкими передвижными поршневыми компрессорами, применяют ротационные компрессоры.

Центробежные компрессоры изготовляют производительностью свыше 3,3 $м^3$/с (200 $м^3$/мин). В отдельных случаях центробежные компрессоры строят малой производительности. Турбокомпрессоры производительностью ниже 0,8 $м^3$/с (50 $м^3$/мин) применяются очень редко.

На кислородных станциях и в химической промышленности применяют поршневые компрессоры для получения сжатого воздуха с давлением 20-100 МПа. Для подачи воздуха в камеры сгорания газотурбинных установок используют центробежные и осевые компрессоры; значительно реже применяют винтовые компрессоры.

Для наддува двигателей внутреннего сгорания применяют центробежные и ротационные воздуходувки. Центро-

бежные воздуходувки устанавливают для дутья в доменные печи.

Центробежные вентиляторы высокого и среднего давлений применяются для дутья в печи для распыления мазута, для пневматического транспортирования. В вентиляционных и вентиляционно-отопительных установках применяют центробежные и осевые вентиляторы среднего и низкого давлений. Струйные аппараты (эжекторы, аспираторы) используют для дутья, создания тяги, иногда для вентиляции. Пределы производительности и давления различны для каждого типа машин.

Поршневые компрессоры могут быть построены на любое давление; их строят преимущественно на давление до 100 МПа.

Ротационные компрессоры изготовляют производительностью 0,03-1 $м^3/с$ (2-65 $м^3/мин$) при давлении 0,4–0,8 МПа.

Центробежные компрессоры получили преимущественное распространение на давления до 1 МПа и производительностью свыше 3,3 $м^3/с$ (200 $м^3/мин$). Пределы производительности центробежных компрессоров 0,3-42 $м^3/с$ (1000-150000 $м^3/ч$). Отдельные экземпляры изготавливают на давления до 5-8 МПа. Центробежные воздуходувки обладают производительность до 111 $м^3/с$ (400000 $м^3/ч$) и давлением 0,12–0,35 МПа. Центробежные вентиляторы имеют большой диапазон по производительности – от 0,6 до 250 $м^3/с$ (для вентиляции шахт)

Осевые компрессоры изготовляют преимущественно на давления до 0,6–0,8 МПа при производительности свыше 4 $м^3/с$.

Осевые компрессоры и вентиляторы могут иметь большую производительность, чем центробежные машины.

1.7. Выбор компрессоров

Выбор типа, марки, количества и производительности компрессоров, устанавливаемых в машинном зале компрессорной станции, производят на основе:

- средней расчетной и максимальной длительной нагрузок на компрессорную станцию;
- требуемого давления сжатого воздуха у потребителей;
- принятого способа подачи сжатого воздуха потребителям;
- сведений о типах и марках компрессоров, выпускаемых компрессорными заводами.

Выбирая компрессор по давлению, необходимо следить за тем, чтобы конечное давление воздуха, выходящего из компрессора, превышало требуемое давление воздуха у мест потребления не более чем на 0,3–0,4 МПа, так как редуцирование воздуха с высокого давления на низкое является неэкономичным.

Не следует принимать поршневой компрессор, сжимающий воздух до давления, значительно превосходящего требуемое, так как у поршневого компрессора давление регулируется автоматически соответственно давлению в сети, в результате чего будет непроизводительно расходоваться электроэнергия.

При конечном давлении сжатия до 0,6 МПа применяются одноступенчатые компрессоры, а при большем давлении - многоступенчатые. Например, при конечном давлении сжатия до 2 МПа применяются двухступенчатые, а при давлении сжатия 22 МПа - пятиступенчатые.

Для экономии электроэнергии и удобств эксплуатации компрессорных установок в компрессорной станции, рабо-

тающей на один трубопровод пневмосети, рекомендуется устанавливать компрессоры, имеющие одинаковые конечные давления нагнетаемого воздуха.

При необходимости эксплуатации пневмоприемников, требующих различные давления сжатого воздуха, вопрос выбора компрессоров по конечному давлению сжатия решается в каждом отдельном случае в зависимости от количества расходуемого воздуха того или иного давления, стоимости раздельной прокладки воздухопроводов и ряда других обстоятельств.

Способ подачи сжатого воздуха пневмоприемникам влияет на выбор компрессора следующим образом:

- если пневмоприемники подключены к пневмосети, питающейся от компрессорной станции, то компрессоры должны иметь такую производительность, которая покрывала бы максимальную длительную нагрузку (см. гл. 3) на компрессорную станцию;
- если пневмоприемники питаются от баллонов или воздухосборников, имеющих для этого достаточную емкость, то производительность компрессоров должна соответствовать средней расчетной нагрузке на компрессорную станцию (см. гл.3).

При выборе компрессора следует руководствоваться следующими соображениями:

- общее количество компрессоров, устанавливаемых в машинном зале компрессорной станции, должно быть небольшое; лучше всего 4; более 8 компрессоров не рекомендуется устанавливать в одном машинном зале, так как сильно удлиняется здание компрессорной станции и очень неудобно обслуживать агрегаты;
- производительность каждого в отдельности компрессора не должна быть больше производительности резервного компрессора и должна лежать в пределах допускаемых границ регулирования;

- производительность выбранного компрессора должна быть такой, чтобы он работал в любое время суток с высоким к. п. д.;
- давление воздуха на входе в компрессор, в его всасывающем патрубке, а также создаваемое компрессором перед выходом воздуха из нагнетательного патрубка должно соответствовать паспортным данным выбранного компрессора и обеспечивать требуемое давление воздуха у потребителей:
- установленная мощность привода компрессора должна соответствовать мощности компрессора с целью экономии электроэнергии;
- габариты компрессора с учетом вида передачи движения двигателя к компрессору и его веса должны быть минимальными; принятый к установке компрессор должен быть недорогим, но надежным в эксплуатации
- для выработки сжатого воздуха должен применяться только воздушный компрессор.

Выбирая тип компрессора, следует учитывать, что при больших потреблениях сжатого воздуха низкого давления (более 6,7 $м^3$/с (400 $м^3$/мин)) рациональнее применять компрессоры центробежного типа. При высоких конечных давлениях сжатого воздуха следует применять только поршневые компрессоры. Выбирая тип компрессора, следует уделять большое внимание расположению цилиндров у поршневых компрессоров, габаритам компрессора, виду передачи, весу компрессора и наиболее тяжелой его части. Габариты и расположение цилиндров у поршневого компрессора влияют на площадь и высоту машинного зала компрессорной станции, а также на строительный объем всего здания. Вес наиболее тяжелой части компрессора и его привода влияет на выбор грузоподъемных устройств, высоту машинного зала, строительный объем и стоимость эксплуатации здания. Большой вес компрессора

требует создания больших фундаментов и проведения мероприятий для динамического уравновешивания компрессора.

Выбирая тип, типоразмер или конструктивное исполнение компрессора, следует учитывать относительные преимущества той или иной его конструкции. Например, вертикальные поршневые компрессоры имеют следующие **преимущества** перед горизонтальными:

- большую быстроходность и многооборотность;
- больший механический к. п. д.;
- меньшие потери от неплотностей поршня;
- более легкий фундамент при хорошей устойчивости;
- меньшие вес и габаритные размеры в плане;
- более компактный и более дешевый привод компрессора;
- удобство монтажных работ;
- меньший износ цилиндров.

Однако вертикальные компрессоры относительно недолговечны вследствие многооборотности и требуют значительную высоту помещения для их установки.

По сравнению с вертикальными поршневыми компрессорами горизонтальные компрессоры имеют следующие **преимущества**:

- более удобно вести наблюдение за их работой в процессе эксплуатации;
- требуют меньшую высоту помещения;
- арматура и трубопроводы могут размещаться под полом помещения, в каналах и траншеях.

К **недостаткам** горизонтальных компрессоров следует отнести малооборотность, большие габаритные размеры в плане и значительный вес фундаментов.

Горизонтальные компрессоры зарекомендовали себя в условиях длительной эксплуатации как весьма надежные и удобные в обслуживании машины. Учитывая значительные

преимущества вертикальных компрессоров, целесообразно применять вертикальные одноступенчатые и двухступенчатые компрессоры.

Мощные горизонтальные компрессоры с большим числом ступеней желательно применять в условиях, где требуется максимальная надежность при наиболее тяжелых условиях работы (например, при кессонных работах, в горной, металлургической, машиностроительной и химической промышленности) или там, где необходима непрерывная подача сжатого воздуха, так как вынужденная остановка компрессора может привести к аварии или к снижению выпуска продукции.

Приведенные выше преимущества и недостатки разных типов поршневых компрессоров, а также удобство эксплуатации и ремонта однотипных машин показывают, что не следует в одном машинном зале устанавливать компрессоры, разные по конструктивному исполнению (вертикальные и горизонтальные). Во всех случаях наиболее удобным в эксплуатации является применение в компрессорной станции однотипных компрессоров. Желательно, чтобы они были одинаковыми по производительности и давлению всасывания и нагнетания воздуха, так как при применении одинаковых компрессоров упрощается схема коммуникаций, улучшаются условия эксплуатации, монтажа и ремонта оборудования, а также создаются условия для применения средств автоматики.

На выбор типа компрессора влияют также тяжелые для компрессора условия эксплуатации: запыленность территории, окружающей компрессорную станцию, высокая температура и низкое барометрическое давление всасываемого воздуха.

При выборе типа компрессора необходимо учитывать достоинства и недостатки того или иного типа, отдавая предпочтение тому типу компрессора, стоимость эксплуатационных затрат которого на 1 $м^3$ вырабатываемого воздуха будет минимальной. Если при выборе компрессора исходить из рас-

хода электроэнергии, необходимой для привода компрессора, то во всех случаях следует применять компрессоры, электродвигатели которых экономичнее в эксплуатации.

Выбирая тип и количество компрессоров для размещения их в новом или реконструируемом здании, следует произвести технико-экономические обоснования и сравнить величины капитальных затрат и сроки окупаемости, после чего остановиться на том или ином типе компрессора

1.8. Привод компрессоров

Наиболее распространенным приводом компрессоров является электрический. Основные его преимущества: простота устройства и обслуживания, надежность в работе, и постоянная готовность к действию. Последнее особенно важно для автоматизации компрессорных установок.

Для привода компрессоров иногда применяют паровую машину или газовый двигатель; в машинах малой и средней мощности - двигатель внутреннего сгорания, работающий на жидком топливе. Выбор привода для крупных компрессоров зависит от энергобаланса предприятия. Двигатели внутреннего сгорания, работающие на жидком топливе, обладают автономностью действия, и потому широко используются для передвижных компрессорных станций.

Применяют также привод от паровой или газовой турбины с передачей через редуктор.

Паровая машина, турбина и двигатель внутреннего сгорания допускают изменение частоты вращения, благодаря чему возможно плавно и экономично регулировать производительность компрессора. Нормальные электродвигатели рассчитаны на постоянную частоту вращения. При постоянной частоте вращения производительность компрессора регулируют с помощью специальных устройств. Электродвигатели с

плавным изменением частоты вращения сложны и недостаточно экономичны и применяются главным образом для привода компрессоров сверхвысокого давления, для которых нельзя или нецелесообразно использовать другие способы регулирования производительности. Взамен распространенных для этой цели электродвигателей постоянного тока с ртутными выпрямителями в последнее время стали применять более простые, экономичные и надежные асинхронные электродвигатели переменного тока с полупроводниковыми тиристорными преобразователями частоты тока.

Если двигатель выполнен отдельно от компрессора, то мощность передается через муфту, редуктор или клиноременную передачу.

1.8.1. Электрический двигатель

В современных установках электродвигатель располагают на общей оси с валом компрессора, осуществляя непосредственную передачу движения. Для компрессоров малой мощности применяют привод от асинхронных, преимущественно короткозамкнутых электродвигателей. При мощности компрессоров свыше 100 кВт предпочитают синхронные электродвигатели.

Под механической характеристикой электродвигателя понимается зависимость скорости двигателя от развиваемого им момента. В зависимости от степени изменения скорости при изменении момента различают абсолютно жесткие, жесткие и мягкие механические характеристики. В том случае, когда при изменении момента скорость изменяется незначительно, механическую характеристику называют жесткой. Если же при изменении момента имеет место значительное изменение скорости, механическую характеристику называют мягкой.

Для привода турбокомпрессора, работающего при длительном режиме с постоянной равномерной нагрузкой или с небольшими случайными пиками, требуется применение асинхронных электродвигателей, обладающих жесткой механической характеристикой. Для поршневого компрессора, график нагрузки которого имеет явно выраженный периодический характер, должен выбираться электродвигатель с мягкой характеристикой.

Электрические двигатели небольшой мощности соединяют с валом компрессора эластичной или, при общей фундаментальной плите, жесткой муфтой. Целесообразным типом электродвигателя для многооборотных компрессоров мощностью до 160 кВт является фланцевый двигатель, статор которого крепят фланцем к станине компрессора, а ротор, выполняющий одновременно функцию маховика, насаживают на удлиненный конец коленчатого вала.

Г - образные и П - образные горизонтальные поршневые компрессоры средней и большой производительности приводятся в движение специальными малооборотными электродвигателями, расположенными между рамами или между рамой и выносным подшипником; ротор двигателя насажен на вал компрессора, укреплен тангенциальными шпонками и служит его маховиком.

Крупные электродвигатели большой мощности заглубляют до трети высоты в нишу фундамента. Для осмотра и ремонта электродвигателя размеры ниши должны допускать смещение статора на всю ширину ротора, причем статор устанавливают на салазках. При отсутствии возможности смещения статор выполняют из двух половин.

В компрессорных установках средней и большой мощности применяют электродвигатели консольного типа, статор которых устанавливают на общем с компрессором фундамен-

те, ротор же, подобно фланцевым двигателям, насаживают на удлиненный конец коленчатого вала

Применение консольных электродвигателей исключает требующую высокой точности и трудоемкую стыковку валов, а также надобность в выносном подшипнике. Кроме того, упрощается монтаж установки, уменьшаются ее габариты и вес.

Асинхронные и синхронные электродвигатели, применяемые для привода поршневых компрессоров, различаются по принципу действия и особенностям запуска. Из асинхронных машин преимущественное распространение получил более экономичный двигатель с короткозамкнутым ротором. Он отличается простой конструкцией и не имеет контактных колец, что определяет большую надежность его работы.

У короткозамкнутых двигателей, непосредственно включаемых в сеть, пусковой момент выше номинального. При непосредственном включении таких двигателей мощностью до 30 кВт пусковой ток равен 5-5,5 - кратному, а пусковой момент приблизительно равен двукратному номинальному. У более крупных двигателей кратность пускового тока составляет 3-3,5 номинального, но соответственно снижается пусковой момент.

Если по мощности электрической сети непосредственное включение недопустимо, двигатели средней мощности включают с переключением - первоначально «на звезду», а по достижении нормальных оборотов – «на треугольник», а крупные - через пусковой трансформатор или последовательным включением частей статорной обмотки,

При включении статорной обмотки «на звезду» пусковой ток уменьшается в три раза, во столько же раз уменьшается и пусковой момент. Однако при переключении со звезды на треугольник снова возникает "толчок" тока, хотя и кратковременный, но близкий по величине к возникающему при непосредственном включении.

При включении через пусковой трансформатор понижается напряжение, величина которого рассчитывается так, чтобы двигатель мог развить момент, необходимый для пуска. По достижении полных оборотов происходит автоматическое включение двигателя непосредственно в сеть,

Способ последовательного включения частей обмотки проще, дешевле и безопаснее. Он состоит в том, что каждая фаза обмотки статора разделяется на две половины; пуск происходит при включении половины обмоток. Вторая половина включается при полных оборотах. При таком запуске пусковой ток и пусковой момент снижается примерно до 0,6 от их значения при непосредственном включении, что достаточно для загруженного компрессора.

Асинхронный двигатель с фазным ротором, в отличие от короткозамкнутого, имеет ротор с трехфазной обмоткой и контактные кольца со щетками. При пуске включают в цепь ротора пусковой или регулировочный реостат, сопротивление которого выбирают таким, чтобы пусковой ток был не более 1,5-2 - номинального, а в отдельных случаях был равен номинальному. При этом величина вращающего момента близка к номинальной. По мере разгона вращающий момент снижается, но с переключением реостата на меньшее сопротивление восстанавливается. Когда двигатель достигает номинальной частоты вращения, пусковой реостат выключают, и концы обмотки ротора замыкают накоротко. Этим заканчивается пуск, после чего двигатель работает как короткозамкнутый, но при большем сопротивлений фазного ротора и больших в нем потерях. Асинхронный двигатель с фазным ротором применяют в случаях маломощной сети или привода компрессора с очень большим маховиком.

К недостаткам асинхронного двигателя с фазным ротором можно отнести: меньший к.п.д., сложность пускорегулирующих устройств, сравнительно высокая стоимость дви-

гателя, необходимость тщательного ухода за контактными кольцами и щетками,

У синхронных двигателей ротор выполнен с полюсами, несущими обмотку возбуждения, статор имеет трехфазную обмотку. Для возбуждения к полюсам ротора через щетки и контактные кольца подводится постоянный ток. Ротор, будучи упруго связан с магнитными силами с полем статора, имеет ту же скорость вращения, что и магнитное поле, т.е. вращается синхронно с ним. Кроме того, ротор синхронных двигателей снабжен короткозамкнутой синхронной обмоткой, предназначенной для пуска

Ток возбуждения полюсов ротора включается, когда ротор разовьет полное асинхронное число оборотов, составляющее около 95 % от номинального. После этого двигатель входит в синхронизм. Величина пускового тока у них равен 5,0-6,5-кратному номинальному. Как и у короткозамкнутых асинхронных двигателей, он может быть снижен почти вдвое первоначальным включением только половины асинхронной пусковой обмотки статора либо с включением через пусковой трансформатор.

Для возбуждения полюсов синхронных двигателей применяются генераторы постоянного тока. При избыточном возбуждении полюсов синхронный двигатель становится генератором безваттной мощности (опережающий ток с компенсирующим $\cos \varphi$), а при недостаточном возбуждении поглощает ее (запаздывающий ток). Способность работать при $\cos \varphi = 1$ или даже быть источником безваттной мощности и улучшать $\cos \varphi$ в сети является основным преимуществом синхронных двигателей, оправдывающим их применение, несмотря на повышенную первоначальную стоимость и необходимость в более квалифицированном обслуживании.

Коэффициент полезного действия электродвигателей растет с увеличением мощности, но снижается при неполной нагрузке.

При асинхронном и синхронном двигателях компрессор пускают в разгруженном состоянии.

Максимальный момент компрессора при пуске под нагрузкой достигает 1,5-2,5 кратного от номинального, а разгруженного - лишь 0,2-0,3 от той же величины. С увеличением скорости вращения противодействующий момент разгруженного компрессора сначала круто снижается, но затем снова возрастает.

Компрессор при пуске разгружают либо свободным перепуском газа после последней и некоторых промежуточных ступеней во всасывающую линию 1 ступени, иногда с одновременным открытием продувочных вентилей всех ступеней, либо отжимом всасывающих клапанов.

Для воздушных компрессоров пневматических сетей и установок разделения воздуха, для углекислотных компрессоров и других, предназначенных для сжатия невзрывоопасных газов при условии действия в невзрывоопасных помещениях, в качестве привода используются обычные электрические двигатели открытого исполнения.

Для правильного **выбора электродвигателя** в качестве привода компрессора необходимо учесть следующие параметры и условия:

- напряжение (род тока принимаем трехфазный);
- мощность на валу компрессора;
- мощность трансформатора, от которого питается рассматриваемый электродвигатель;
- быстроходность компрессора;
- род передачи и передаточное число;
- тип компрессора (поршневой или турбокомпрессор);

- экономичность.

1.8.2. Двигатель внутреннего сгорания

Энергия, производимая двигателем внутреннего сгорания, передается компрессору через вал, а при последовательном расположении друг за другом силовых и компрессорных цилиндров - непосредственно через шток. В первом случае двигатель либо установлен отдельно и связан с компрессором через муфту или редуктор, либо встроен в конструкцию компрессора. Во втором случае двигатель и компрессор выполнены в едином блоке цилиндров, причем так, что механизм движения на большей части хода воспринимает только разность поршневых сил двигателя и компрессора. При этом уменьшается работа трения и повышается механический к.п.д. Но в мертвых точках поршневые силы складываются, поэтому кривошипный механизм рассчитывают на прочность не по разности, а по сумме поршневых сил. При последовательном расположении цилиндров увеличивается длина машины.

Для дальнего газоснабжения, нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей, горнорудной промышленности широко применяют мотокомпрессоры, т.е. компрессоры, выполненные заодно с двух - или четырехтактными газовыми двигателями.

Вопрос о числе тактов двигателя для мотокомпрессора решается различно. Основным преимуществом двухтактных двигателей является более высокая литровая мощность. При равных размерах цилиндров и одинаковой частоте вращения мощность двухтактных двигателей больше, чем у четырехтактных на 65-75 %. Благодаря увеличению литровой мощности уменьшается масса и габариты двигателя. Масса двухтактного двигателя с поршневым продувочным насосом меньше на

45 % и габариты на 25 – 30 %, чем у соответствующего четырехтактного. Это способствует их распространению.

Регулирование производительности мотокомпрессора, как и компрессора с приводом от отдельного двигателя внутреннего сгорания, осуществляют снижением частоты вращения обычно в пределах от 100 до 50 %. В этих пределах регулирования экономичность двигателя практически не уменьшается.

Двигатели внутреннего сгорания допускают кратковременное повышение вращающего момента на 10 %. При моменте ниже номинального экономичность двигателя падает, так как с уменьшением подачи топлива возрастает избыток поступающего в цилиндр воздуха. Для возможности эксплуатировать двигатель в наиболее экономичном режиме компрессор часто снабжают дополнительной системой регулирования производительности, предназначенной для того, чтобы вращающий момент двигателя сохранить по возможности неизменным, если давление всасывания и нагнетания у компрессора повышается или снижается.

Для передвижных компрессорных установок применяют автотракторные двигатели дизельного или карбюраторного типа. Первые более экономичны по расходу топлива. Кроме того, они работают на более дешевом тяжелом топливе.

2. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

2.1. Общие сведения

Вспомогательное оборудование предназначено для обеспечения экономичной, надежной и длительной работы компрессорной станции, уменьшения износа компрессоров, а также для подачи потребителям сжатого воздуха требуемого давления, необходимой температуры, чистоты и минимальной влажности.

К **вспомогательному оборудованию** компрессорной станции **относятся**:

- устройства для очистки всасываемого воздуха от механических примесей и влаги - фильткамеры и фильтры;
- устройства для охлаждения нагнетаемого воздуха – промежуточные и конечные (концевые) воздухоохладители (холодильники);
- устройства для очистки и осушки нагнетаемого воздуха от масла и воды - масловодоотделители;
- сосуды для аккумулирования воздуха и выравнивания давления в пневмосети — воздухосборники (ресиверы), воздухохранительные емкости (баллоны), буферные емкости;
- устройства для осушки нагнетаемого воздуха — осушительные установки;
- устройства для наполнения воздуха в баллоны (наполнительные рампы).

Вспомогательное оборудование для простейшей установки низкого давления с двухступенчатым поршневым компрессором выбирается и размещается в соответствии с принципиальной схемой производства сжатого воздуха (рис.10).

Атмосферный воздух всасывается первой ступенью компрессора 4 через воздухоприемник 1 и приемный тракт 2 и очищается в фильтре 3. Сжатый в первой ступени компрессора воздух по нагнетательному трубопроводу подается последовательно в промежуточный охладитель 5, вторую ступень компрессора 6, концевой охладитель 7. В масловодоотделитель 8 очищается от масла и воды и по нагнетательному трубопроводу поступает в воздухосборник 9, из которого по магистральному трубопроводу 10 подается потребителям.

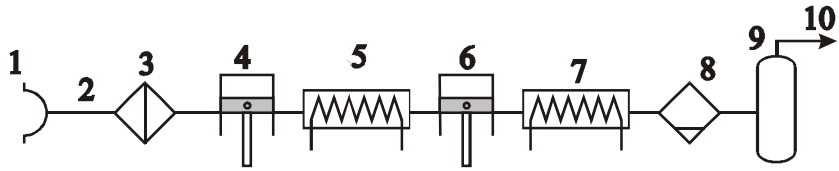


Рис.10. Принципиальная схема размещения вспомогательного оборудования компрессорной станции с двухступенчатыми поршневыми компрессорами

Встречаются компрессорные установки, у которых отсутствует один или несколько отдельных элементов описанной выше схемы; например, приемный тракт, всасывающий трубопровод, конечный охладитель, нагнетательные трубопроводы.

Для малой компрессорной установки производительностью до 0,05 $м^3/с$ в отдельных случаях воздухоприемник и фильтр можно устанавливать непосредственно на компрессоре; в этом случае отсутствуют приемный тракт и всасывающий трубопровод. Иногда эксплуатируются компрессорные установки без конечного охладителя или применяется такая конструкция конечного охладителя, в котором имеется масловодо-

отделитель. Вместо воздухосборника могут быть установлены баллоны и другие воздухохранительные емкости. Магистральный воздухопровод может быть выполнен в виде коллектора с расходящимися межцеховыми воздухопроводами или в виде коллектора, из которого производится наполнение (зарядка) баллонов сжатым воздухом.

2.2. Требования, предъявляемые потребителями к качеству сжатого воздуха

Чистота промышленного сжатого воздуха регламентируется ГОСТ 17433-80. Согласно ГОСТ, весь ряд подаваемых потребителям видов сжатого воздуха, по содержанию твердых и жидких загрязнений делится на 15 классов (квалитетов). Регламентируются: размер твердых частиц (D, мкм), содержание твердых частиц (c, мг/м^3), капельных фракций масла (Oil, мг/м^3) и воды (W, мг/м^3), а так же содержание водяных паров, характеризуемое температурой точки росы водяного пара (табл. 1).

Для классов 0, 1, 3, 5, 7, 9, 11, 13 точка росы водяного пара – ниже минимальной рабочей температуры не менее чем на 10 К. Для классов 2,4,6,8,10,12,14 точка росы водяного пара не регламентируется.

Пример записи: “воздух Кл. 7 ГОСТ 17433-80”.

В европейском стандарте чистоты сжатого воздуха ISO 8573.1 сделана раздельная характеристика на классы по максимальному размеру d (мкм) и концентрации твердых частиц (c, мг/м^3), а также по содержанию водяных паров (температура точки росы) и концентрации масла (Oil, мг/м^3) (табл.2)

Пример записи: “ISO 8573.1 класс 1.4.1” для воздуха класса 1 по частицам, класса 4 по точке росы и класса 1 по маслу.

Таблица 1

Классы загрязненности сжатого воздуха по ГОСТ 17433-80

Класс	D, мкм	c, мг/м^3	Oil, мг/м^3	W, мг/м^3
0	0,5	0,001	0	0
1	5	1	0	0
2	5	1	500	0
3	10	2	0	0
4	10	2	800	16
5	25	2	0	0
6	25	2	800	16
7	40	4	0	0
8	40	4	800	16
9	80	4	0	0
10	80	4	800	16
11	-	12,5	0	0
12	-	12,5	3200	25
13	-	25	0	0
14	-	25	10000	100

Таблица 2

Классы загрязненности сжатого воздуха по ISO 8573.1

По частицам			По точке росы		По маслу	
Класс	D, мкм	c, мг/м^3	Класс	T, C	Класс	Oil, мг/м^3
1	0,1	0,1	1	-70	1	0,01
2	1,0	1,0	2	-40	2	0,1
3	5,0	5,0	3	-20	3	1,0
4	15,0	8,0	4	+3	4	5,0
5	40,0	10,0	5	+7	5	25,0
			6	+10		
			7	Не регл.		

2.3. Основные источники и компоненты загрязнений сжатого воздуха

Компоненты загрязнений можно разделить на три группы: вода и компрессорное масло; твердые загрязнения; газообразные загрязнения.

2.3.1. Вода

Способность сжатого воздуха поглощать пары воды уменьшается с понижением температуры и повышением давления. При этом его относительная влажность возрастает, а после достижения состояния насыщения происходит конденсация. Для прогнозирования количества конденсирующейся из сжимаемого воздуха воды используется H-d-диаграмма влажного воздуха (диаграмма Рамзина) (рис. 11).

На диаграмме показано размещение линий насыщения в зависимости от давления. Линия А соответствует атмосферному давлению, линия Б – давлению на выходе из компрессора. Для определения количества конденсата определяется положение точки 1, соответствующей воздуху во всасывающем патрубке. Для этого достаточно знать его температуру и относительную влажность. Сжатие воздуха происходит до температуры нагнетания на выходе их компрессора – точка 2. При охлаждении сжатого воздуха в воздухоохладителе до температуры подачи в напорную магистраль процесс пойдет по линии насыщения, соответствующей этому давлению (процесс 2-3). Разность влагосодержаний точек 1 и 3 соответствует количеству сконденсировавшейся влаги.

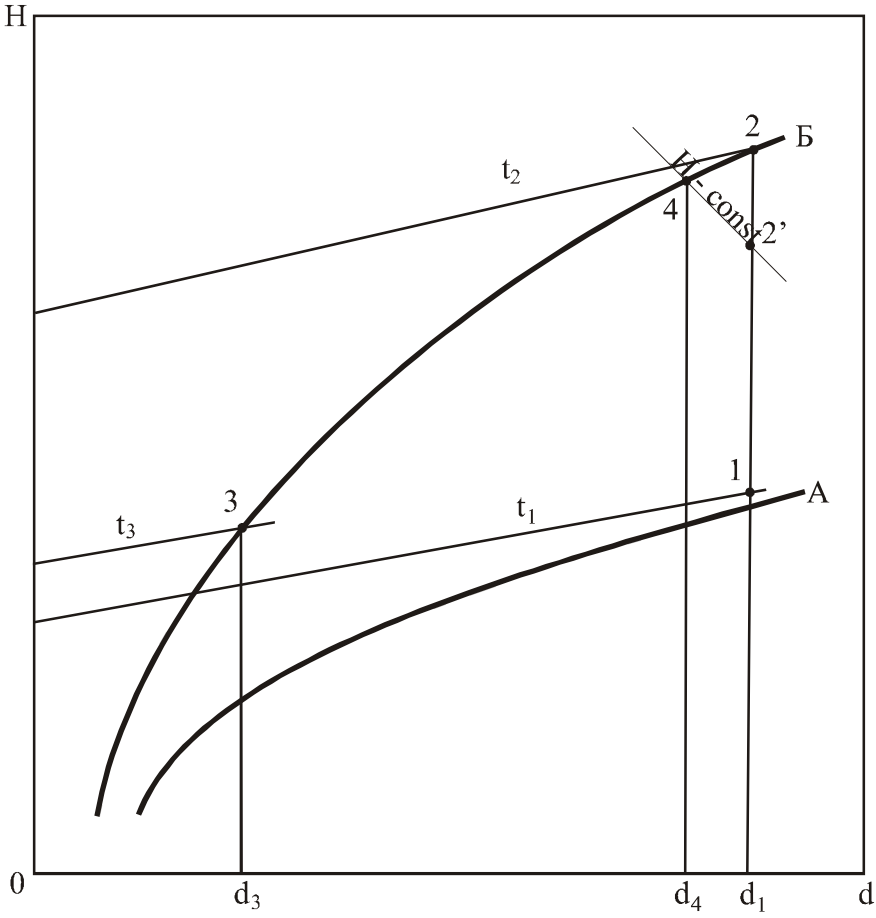


Рис. 11. Диаграмма Рамзина для влажного воздуха различных давлений

Очень часто температура нагнетания ниже температуры точки росы для данного давления (точка 2'). В этом случае конденсация начинается уже в процессе сжатия и на выходе из компрессора уже механическая смесь капельной жидкости, на-

сыщенного водяного пара и воздуха. Для определения этого количества влаги необходимо из точки 2’ провести изоэнтальпу до пересечения с линией насыщения Б – точка 4. Разность влагосодержаний точек 1 и 4 соответствует количеству влаги, выделившейся в самом компрессоре.

По определенному таким образом количеству выделяющейся капельной жидкости производится предварительное определение типа и размера масловодоотделителей, а также периодичность продувки ресиверов, воздухоохладителей, буферных емкостей.

2.3.2. Масло

Источниками масляных загрязнений являются компрессор, масляные фильтры на линии всасывания, пары и распыленное масло в окружающем воздухе.

В атмосферном воздухе масляные загрязнения находятся в парообразном состоянии, и их концентрация не превышает 0,5 мг/м^3, в районах нефтеразработок и промышленных зонах до 3 мг/м^3. В производственных помещениях содержание масляных паров и тумана не превышает обычно 5 мг/м^3, однако в местах выхлопа пневмоинструментов может достигать 300 мг/м^3.

Зачастую пневмоприемники в процессе работы смазываются путем ввода в поток воздуха диспергированного масла. Концентрация вводимой в воздух жидкой смазки, подаваемой к пневмосистемам, обычно составляет 60-150 мг/м^3, а дисперсность зависит от типа маслораспылителя: при двукратном распылении наименьший размер частиц может достигать 2-5 мкм, а при однократном -15-40 мкм. Выхлоп смазки в окружающую среду может явиться причиной загрязнения маслом всасываемого воздуха струйных и других систем, а также создать антисанитарные условия в производственных помещениях.

Концентрация и дисперсность загрязнений, вносимых масляными фильтрами, зависит от температуры и скорости всасываемого воздуха, сорта масла, используемого в фильтрах, правильности монтажа и качества обслуживания фильтра. Обычно концентрация масляных паров не превышает 0,5-1 мг/м^3.

Основной причиной загрязнения обычно является вынос масла в линию нагнетания самими компрессорами. Его количество можно определить исходя из норм расхода смазки в компрессорах различного типа. В ротационных и винтовых маслонаполненных компрессорах вынос масла в линию нагнетания в 1,5-2 раза выше, чем в поршневых. В центробежных и мембранных компрессорах вынос масла в линию нагнетания практически отсутствует. Для компрессоров существуют специальные нормы расхода смазочных материалов, о которых будет рассказано в главе 6.

2.3.3. Твердые загрязнения

Источниками загрязнения СВ твердыми частицами могут быть атмосфера, сам компрессор, устройства очистки и осушки воздуха и воздухораспределительная сеть.

Концентрация, дисперсный состав и природа твердых загрязнений, вносимых в пневмосистемы при всасывании воздуха, зависит от характера окружающей среды. До 80-90 % всех атмосферных загрязнений городских и промышленных районов составляют продукты неполного сгорания и пыль. Атмосферная пыль содержит примерно 70 % кварцевого песка, 15-17 % окиси алюминия, 3-4 % окиси железа, 2-4 % окиси кальция, и 0,5-1,5 % окиси магния. По шкале Мооса твердость этих веществ находится в пределах 4-7.

При работе компрессоров происходит износ поршневых колец, гильз, лопаток клапанов, частицы которых вместе с атмосферными загрязнениями и продуктами разложения компрессорного масла (нагар, зола и другие компоненты) попадают с воздухом в пневмосистему. Усредненная величина концентрации твердых загрязнений, вносимых компрессором, зависит от типа и качества обслуживания. Для ротационных и поршневых компрессоров эта величина составляет 0,004-0,02 мг/м^3.

Источником загрязнения сжатого воздуха твердыми частицами могут быть устройства осушки (разрушение зерен адсорбента). В соответствии с требованиями ГОСТ 13631-81 концентрация твердых частиц на выходе из устройства осушки не должна быть более 5 мг/м^3, а размер не более 50 мкм.

В основном твердые загрязнения вносятся при передаче сжатого воздуха по сетям и соединениям. Они на 95-98 % состоят из ржавчины и окалины; в трубопроводах может находиться промышленная пыль и частицы уплотняющего материала - резины, краски, попадающие в систему из-за нарушения изготовления и монтажа. Металлические примеси появляются в пневмосистемах также в результате износа подвижных устройств пневмомеханизмов, а стружка, притирочные составы и абразивы - при некачественной сборке и монтаже пневматических устройств. Примеси органического происхождения в основном являются продуктами износа уплотнений, истирания шлангов, деталей и покрытий из синтетических материалов. Окалина, образовавшаяся при изготовлении труб, обычно имеет толщину до 0,2 мм и состоит в основном из FeO. Местная окалина в сгибах и особенно около сварных швов - толщиной до 0,8-1 мм и содержит больше Fe_2O_3 . Ржавчина появляется в результате воздействия влаги, кислот и щелочей и представляет собой сложную структуру, которая при воздействии потока воздуха, ударов и сотрясений трубопроводов отслаивается,

дробится и перемещается во взвешенном состоянии с потоком. При наиболее типичном случае – относительная влажность φ≈1 - скорость коррозии воздухопроводов из малоуглеродистых сталей без защитного покрытия составляет примерно до 100 миллиграммов с квадратного дециметра поверхности труб в сутки.

Усредненная величина концентрации загрязнений, вносимых в поток сжатого воздуха на одном метре стальных трубопроводов, может составлять 0,03-0,04 мг/м^3. Разовые концентрации загрязнений в моменты начала подачи воздуха при гидравлических ударах и сотрясениях трубопроводов многократно превышают указанные выше величины. Поскольку в межцеховых магистралях установка отстойников и масловодоотделителей производится обычно через 200-500 м, а в цехах через 100-200 м, то максимальная концентрация ржавчины и окалины в сжатом воздухе может составлять до 25 мг/м^3, а цеховых магистралях до 12,5 мг/м^3 .

Пыль и механические примеси, попадая в цилиндры поршневых и ротационных компрессоров, нарушают их нормальную работу, способствуя:

- образованию нагара на поверхностях клапанов, пригоранию поршневых колец и пластин;
- быстрейшему износу стенок цилиндров, поршневых колец, штока и чрезмерному нагреву движущихся деталей компрессора;
- уменьшению герметичности всасывающих и нагнетательных клапанов, вследствие чего снижается производительность компрессора, резко возрастает конечная температура сжатого воздуха и увеличивается расход электроэнергии.

Газообразные загрязнения попадают в систему вместе с атмосферным воздухом. Основную часть составляют дымовые газы, пары кислот, газы, образующиеся при химических про-

цессах, пары щелочей и кислот. Наиболее часто встречаются сернистый газ SO_2, углекислый газ CO_2, реже сероводород H_2S. Данные газы при контакте с водой образуют слабые кислоты, что в свою очередь, приводит к образованию электролитов и коррозии.

Воздействие загрязнений на пневматические системы и устройства можно разделить на физическое, химическое и электролитическое:

- первое - закупорка отверстий и сопел влагой, льдом и твердыми частицами, смывание смазки, повреждение рабочих поверхностей клапанных пар, мембран, золотников, износ и заклинивание трущихся деталей;
- второе - коррозия металлических деталей, разрушение покрытий и резиновых деталей растворами кислот, щелочей и других химреактивов;
- третье - разрушение поверхностей деталей пневмоустройств в результате химической и электрохимической коррозии.

2.4. Устройства для забора и очистки атмосферного воздуха

Для того чтобы воздух, поступающий в компрессор, был относительно сухим и холодным и, главное, не содержал механических примесей и газов, могущих вызвать при определенных условиях взрыв, **место забора атмосферного воздуха** должно выбираться исходя из следующих соображений:

- забор атмосферного воздуха нужно осуществлять снаружи помещения, из затененных и наименее загрязненных мест, на высоте не менее 4 м от поверхности земли. Всасывание воздуха внутри помещения можно производить только с разрешения технической и пожарной инспекции, причем только для одного компрессора производительностью не более 0,05 $м^3/с$;

- устройство для забора воздуха должно отстоять от всасывающего патрубка компрессора на расстоянии не более 10-12 м.

Всасываемый воздух обязательно должен проходить через устройства, очищающие его от механических примесей и влаги, а также уменьшающие шум на всасывающей линии компрессора. Относительная влажность воздуха, поступающего в компрессор, не должна превышать 65 %. При большем влагосодержании всасываемого воздуха необходимо предусматривать его осушку.

К устройствам, очищающим всасываемый воздух от влаги и механических примесей, относятся воздухоприемники, влагоулавливающие и пылеулавливающие камеры, фильтркамеры и фильтры.

Известны два способа очистки воздуха от пыли: сухой и мокрый. Сухой способ применяется в пылеулавливающих камерах, фильтрах и фильтркамерах, а мокрый способ — в масляных фильтрах.

Условно **пыль классифицируют**:

по величине пылинок:

- мелкая пыль — с размером пылинок до 100 мкм;
- средняя пыль — с размером пылинок до 200 мкм;
- крупная пыль — с размером пылинок более 200 мкм;

по характеру пылинок:

- сухая пыль (кварц, кремнезем, песок);
- влажная пыль (сажа);
- волокнистая пыль (текстильная, асбестовая).

В зависимости от весового количества пыли, содержащейся в воздухе, принято считать:

- малое начальное пылесодержание - до 50 мг/м^3;
- среднее начальное пылесодержание - до 500 мг/м^3;
- высокое начальное пылесодержание - более 500 мг/м^3.

Отношение весового количества пыли, осажденной в пылеотделяющем устройстве, к количеству пыли, поступающей в пылеотделитель, выраженное в процентах, определяет степень очистки воздуха и называется конечным коэффициентом очистки.

Степень очистки воздуха бывает трех видов:

- грубая очистка - при которой улавливается крупная пыль;
- средняя очистка - при которой улавливается мелкая пыль от 10 до 100 мкм;
- тонкая очистка - при которой улавливается очень мелкая пыль (до 10 мкм).

2.5. Устройства для грубой очистки воздуха

Воздухоприемники бывают различных конструкций. Чаще всего это раструб, соединенный с приемным трубопроводом. На приемной стороне раструба монтируется сетка или жалюзи для предохранения фильтра и компрессора от попадания в них крупных, предметов при всасывании воздуха.

Для грубой очистки всасываемого воздуха служат пылеулавливатели, гравитационные камеры, воздухоприемники.

Простейшее устройство для улавливания крупной пыли показано на рис.12. Шахта пылеуловителя устанавливается у наружной стены в месте всасывания воздуха компрес-

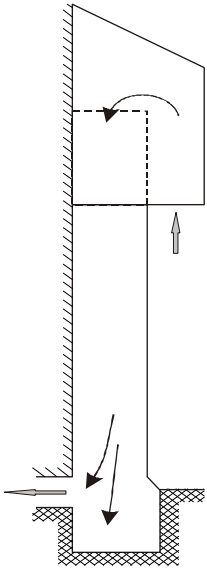


Рис. 12. Шахтный пылеуловитель

сором. Высота шахты должна быть возможно больше, для того чтобы забор всасываемого воздуха происходил на значительной высоте, где в воздухе меньше пылинок. Навес над шахтой предотвращает попадание атмосферных осадков и обеспечивает двойной поворот всасываемого воздуха. При протекании воздуха с малой скоростью под навесом до входа в шахту обеспечивается сепарация воздуха от крупных частиц пыли. Из шахты воздух поворачивает во всасывающий трубопровод, а более тяжелые пылинки по инерции устремляются вниз в пылесборник, откуда они должны систематически удаляться. Камера очень проста по устройству и, несмотря на то что она не дает очистки от тонкой пыли, установка ее вполне оправдывается. При использовании фильтров тонкой очистки целесообразно ставить подобные предвключенные камеры для разгрузки фильтров и удлинения срока их эффективной работы.

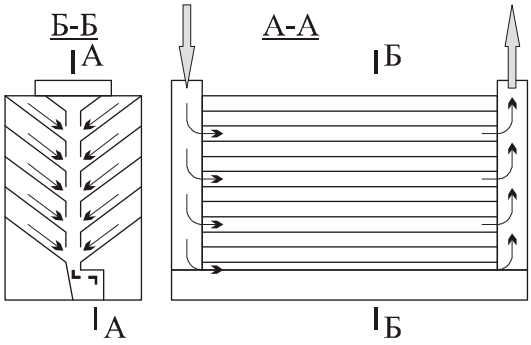


Рис.13. Гравитационная пылеулавливающая камера

Эффективна и вместе с тем довольно проста и недорога камера, использующая для улавливания пыли силы тяжести - гравитационная камера Виста (рис. 13). Запыленный воздух проходит с малой

скоростью (менее 1 м/сек) между полками камеры, расположенными друг от друга на расстоянии 100 - 200 мм. Поскольку скорость вихревого движения большинства пылинок больше скорости движения воздуха между полками, все тяжелые пылинки имеют наклонную траекторию между полками камеры. При достаточно малой скорости движения воздуха, небольшом расстоянии между полками и достаточной длине полок частицы пыли, увлекаемые силами тяжести вниз, успевают войти в соприкосновение с полками, откуда они скатываются вниз, в пылесборник.

Для полного использования всего объема камеры воздушный поток необходимо равномерно распределить по всему сечению камеры.

Иногда воздухоприемник выполняется в виде железобетонной пылеулавливающей камеры с жалюзи. Если внутри камеры устанавливаются фильтры, то ее называют фильтркамерой (рис. 14). Проходя через фильтркамеру, крупные частицы пыли оседают на дно камеры, а мелкие — задерживаются фильтром. Чтобы всасываемый воздух не захватывал осевшую на стенах и дне камеры пыль, дно камер иногда заполняется проточной водой, уровень которой поддерживается переливной трубкой. Пылеосадочную камеру целесообразно устраивать перед фильтром компрессорной установки, располагающейся на территории пыльного промышленного предприятия и в местности с большой запыленностью наружного воздуха.

К фильтркамерам предъявляются следующие требования.

- фильтркамера должна быть огнестойкой; для временных установок допускается с разрешения районной технической инспекции сооружение камеры в полуогнестойком исполнении; дверцы и жалюзи камер могут быть деревянными или металлическими;

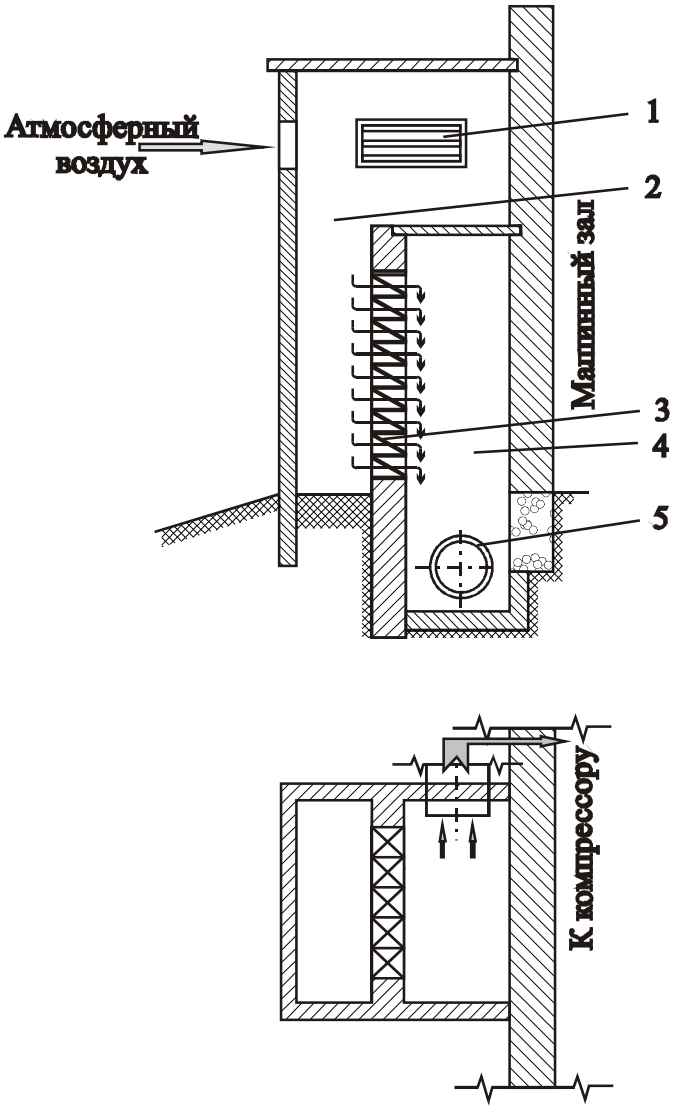


Рис.14. Фильтркамера

- рабочая площадь жалюзи должна быть не менее наружной рабочей площади фильтра; нижняя кромка жалюзи фильтркамеры должна находиться от земли на расстоянии не менее 4 м;
- отметка пола фильтркамеры должна быть выше отметки земли на 20-30 см; рама фильтра с кассетами (ячейками) должна отстоять от уровня пола не менее чем на 5 см.
- всасывающий трубопровод должен входить во внутрь фильтркамеры на 5-10 см и отстоять от пола не менее чем на 10 см.

Ось всасывающего трубопровода должна проходить примерно через среднюю часть боковой стенки камеры.

Фильтркамера может быть только для одной или общей для нескольких компрессорных установок.

Для удобства эксплуатации, особенно при ремонтных работах, а также с целью удовлетворения требований, предъявляемых к всасывающим воздухопроводам, целесообразнее устраивать отдельные фильтркамеры для каждого компрессора.

Общую всасывающую камеру целесообразно эксплуатировать в случаях применения наддува для увеличения производительности компрессоров. Но и в этом случае нужно предусматривать перегородки, позволяющие отключать те компрессорные установки, которые находятся в ремонте.

Удаление пылинок из воздуха производится также в аппаратах, использующих силы инерции, которые могут значительно превосходить силы тяжести. Применяются **два типа инерционных уловителей**:

- аппараты, использующие центробежные силы, - циклоны и мультициклоны;
- аппараты, использующие силы инерции движущихся пылинок для отделения их от воздуха при резком пово-

роте, - жалюзийные и другие инерционные пылеотделители.

Сопротивление пылеотделителя является очень важным показателем его работы, так как повышенное сопротивление снижает производительность компрессора. Дополнительное сопротивление в 100 Па (10 мм вод. ст.) уменьшает производительность компрессора примерно на 0,1 %.

Сопоставление различных типов пылеотделителей приводит к следующему:

- пылеотстойные камеры простейшего типа несложны по конструкции, дешевы, имеют ничтожное сопротивление, но способны отделять только грубую пыль;
- гравитационные камеры сравнительно несложны по конструкции, имеют небольшое сопротивление (около 5 мм вод. ст.), способны улавливать сравнительно грубую пыль, свыше 10 мкм; размеры камеры значительные;
- батарейные и инерционные жалюзийные пылеотделители компактны по размерам, дают сравнительно хорошую очистку (улавливают до 60 – 70 % общей пыли), мелкую пыль с диаметром частиц менее 5 мкм не улавливают; создают значительное сопротивление, до 40 мм вод. ст., что затрудняет их применение для компрессорных установок.

Для очистки пыли, поступающей в компрессоры, пригодны в качестве предвключенных перед фильтрами простейшие пылеотстойные и гравитационные камеры. Циклоны и инерционные пылеотделители вследствие значительного сопротивления могут применяться лишь в особых случаях.

Влажные пылеуловительные установки в компрессорных станциях, как правило, не применяются. Лишь при наличии холодной воды мокрая пылеочистка может применяться как сопутствующая охлаждению всасываемого воздуха.

Электрофильтры ввиду их дороговизны и сложности установки не применяются для очистки воздуха, поступающего в компрессоры.

Наибольшее распространение для средней и тонкой очистки всасываемого компрессорами воздуха получили тканевые (матерчатые) и металлические (висциновые) фильтры.

2.6. Фильтры

Фильтры, устанавливаемые на компрессорной станции, должны отвечать целому ряду требований.

- фильтры должны обладать высокой степенью очистки воздуха от пыли и различных механических включений, содержащихся в окружающем воздухе; степень очистки воздуха в фильтрах, применяющихся в компрессорных установках, обычно достигает 95-99 %;
- фильтры должны сохранять эффективность своей работы при больших скоростях засасываемого воздуха; скорость воздуха, проходящего через металлический фильтр, обычно равна 0,5-0,9 м/с, а через матерчатый фильтр 1-2 м/с;
- фильтры должны обладать малым сопротивлением движению воздуха; сопротивления фильтров допускаются: для металлических не более 200–250 Па, а для матерчатых — не более 100 Па (увеличение сопротивления фильтра на 10 мм вод. ст. (100 Па) снижает производительность компрессора на 0,1 %, а удельный расход энергии увеличивает на 0,05 %);
- каждый фильтр должен обладать удобством его обслуживания, очистки и ремонта;
- фильтр должен отделять влагу от воздуха, находящуюся в нем в капельном состоянии;

- фильтры должны быть безопасными в пожарном отношении, дешевыми и простыми в изготовлении и по возможности компактными.

2.6.1. Тканевые фильтры

В тканевом фильтре улавливание пыли производится при пропускании воздуха через ткань, поры которой настолько малы, что через них проходит в основном чистый воздух, а пыль задерживается, осаждаясь на поверхности ткани, обращенной к входящему потоку воздуха.

Фильтровальная ткань обладает способностью задерживать не только крупные, но и мелкие пылинки, размеры которых меньше размеров каналов (пор) ткани, вследствие столкновения пылевых частиц с волокнами ткани и прилипания к ним.

Прилипающие к ткани пылинки уменьшают проходное сечение пор и увеличивают фильтрующую способность ткани, но вместе с тем увеличивают ее сопротивление.

Как правило, при скорости фильтрации, равной 1 м/с, сопротивление фильтра достигает величины 240 Па. Поскольку увеличение сопротивления во всасывающем тракте компрессора на 100 Па уменьшает производительность компрессора примерно на 0,1 %, то сопротивление тканевого фильтра ограничивается величиной 100 Па, допуская в виде исключения повышение сопротивления до 200-250 Па. Учитывая довольно быстро наступающее засорение фильтра пылью и отсутствие в фильтрах для компрессорных установок способов автоматической очистки и продувки ткани, практически допустимая скорость фильтрации снижается до 0,5 м/с. Допустимая удельная нагрузка (напряженность фильтровальной ткани) принимается равной $q = 0,042 - 0,1\frac{м^3}{м^2 с}$.

Для фильтров компрессорных установок применяются хлопчатобумажные ткани - фланель, бумазея, миткаль, бязь и шерстяные ткани - фетр, войлок, дешевые сукна, шевиоты и т. д. Специальная байка из овечьей шерсти улавливает очень тонкую пыль при умеренном сопротивлении.

Небольшая напряженность фильтровальной ткани определяет большую площадь фильтрования и большие размеры тканевых фильтров. Для создания более компактных конструкций фильтрующую ткань размещают в корпусе фильтра зигзагообразно или в форме рукавов.

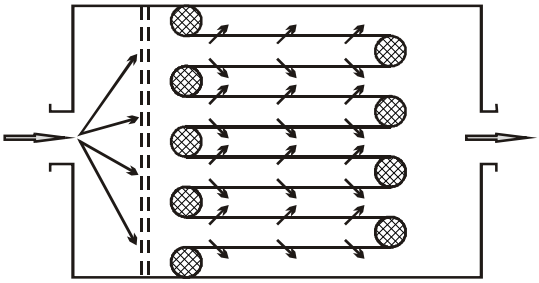


Рис. 15. Матерчатый фильтр

На рис. 15 показана схема матерчатого фильтра. Ткань натягивается на деревянные рейки таким образом, чтобы воздух мог проходить только через ткань и очищенным поступать во всасывающий трубопровод компрессора. При монтаже тщательно проверяется отсутствие дыр и неплотных швов в фильтровальной ткани, а также плотное присоединение ткани к ящику фильтра. Ткань должна легко сниматься для очистки и промывки.

Тканевые фильтры применяются для сравнительно небольших компрессоров, поэтому допустима несложная конструкция с ручной очисткой от пыли.

Более эффективны рамочные и рукавные фильтры с механизмами для встряхивания и самоочистки. Однако в компрессорных установках они применяются редко ввиду сложности конструкции и обслуживания.

Фильтры устанавливают у наружной стены здания, по возможности выше, под навесом или внутри камеры с неподвижными жалюзи, предотвращающими попадание атмосферных осадков, в местах, удобных для всасывания чистого, холодного воздуха.

Фильтр периодически продувается и очищается от пыли. Сроки продувки и очистки определяются в зависимости от концентрации пыли.

Контрольным указателем степени засорения фильтра служит показание U-образного микроманометра. В определенные сроки фильтровальную ткань стирают, поскольку продувка и механическая очистка встряхиванием не обеспечивают полной очистки ткани от накапливающейся пыли.

2.6.2. Металлические фильтры

Для крупных компрессорных установок чаще всего применяют более компактные металлические фильтры со смачиваемой маслом развитой поверхностью. Наибольшее распространение получили кассетные, так называемые висциновые фильтры.

Кассета фильтра (рис. 16) представляет собой квадратную раму размером обычно не более 500×500 мм и шириной 50-100 мм. Рама с обеих сторон затянута редкой, но жесткой сеткой - литой чугунной или из перфорированных железных листов. Между сетками плотно набиваются латунные или

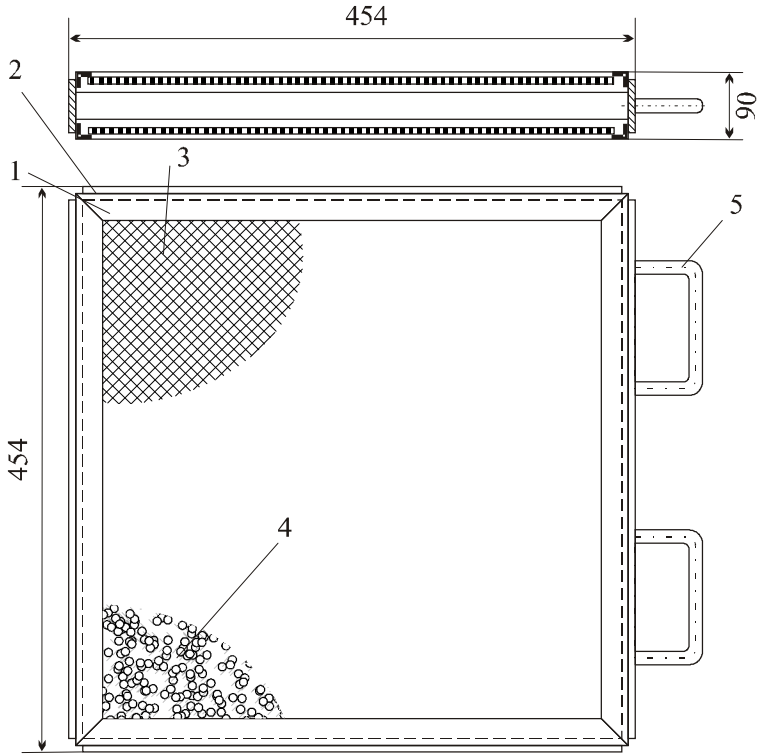


Рис. 16. Ячейка масляного металлического фильтра
с насадкой из колец Рашига:
1 – рамка; 2 – лист стальной; 3 – сетка; 4 - кольца Рашига; 5 - ручка

алюминиевые трубочки длиной 10-20 мм и диаметром 10-15 мм с толщиной стенок не более 1 мм. Фильтр предварительно заряжают и затем погружают в минеральное не высыхающее и не густеющее масло, дают маслу стечь так, чтобы на трубочках оставался тонкий слой прилипшего масла, после чего фильтр готов к работе.

Для смачивания рекомендуется специальное масло «висциноль», откуда фильтры и получили свое название «висциновые». Висциновые масла не отличаются от турбинных масел; последние с успехом их заменяют. Кроме того, в зависимости от температуры окружающего воздуха применяются веретенное, парфюмерное, цилиндровое масла.

Масла, применяемые для пропитки липких фильтров **должны удовлетворять двум требованиям**:

- стабильность – это способность сохранять свои свойства во всем диапазоне температур забираемого воздуха;
- малая замасливаемость – способность образовывать на поверхности насадки достаточно тонкий слой масла во избежание его уноса с потоком проходящего воздуха.

Производительность одной ячейки – до 0,3 $м^3/с$, сопротивление 80-120 Па.

Количество ячеек фильтра выбирается в зависимости от производительности компрессора или поверхности фильтра, т.е. от площади лобового сечения, которую определяют по формуле

$$F = \frac{Q_{КУ}}{v_Ф}$$

где $Q_{КУ}$ - производительность компрессорной установки, т.е. количество всасываемого воздуха, протекающего через фильтр, $м^3/с$;

$v_Ф$ - удельная нагрузка фильтра на 1 $м^2$ площади лобовой поверхности в $м^3/м^2/с$, или скорость воздуха, протекающего через фильтр, м/с.

Обычно поверхность фильтра принимают равной 0,25-1 $м^2$ на каждые 1000 $м^3$ воздуха, всасываемого компрессором в час.

Для поршневых компрессоров двойного действия нагрузка на лобовую поверхность фильтра принимается равной 0,6 $м^3/м^2/с$. Расчетные данные для выбора фильтра приведены в табл. 3.

Таблица 3

Данные для расчета и выбора ячейковых масляных фильтров с насадкой из колец Рашига

Производительность компрессора, $м^3$/мин	Требуемая поверхность фильтра, $м^2$	Необходимое количество ячеек			Действительная нагрузка на фильтр, $м^3/м^2$/час	Максимальная допускаемая пропускная способность, $м^3$/мин
		Всего	В том числе			
			По вертикали	По горизонтали		
10	0,273	2	2	1	1870	15
20	0,546	4	4	1	1870	25
30	0,819	6	3	2	1870	35
40	1,092	8	4	2	1870	50
50	1,356	10	5	2	2080	55
60	1,638	12	4	3	1870	70
70	1,911	12	4	3	2180	85
80	2,184	15	5	3	2000	90
90	2,457	16	4	4	2110	105
100	2,730	18	6	3	2080	120

Для компрессоров простого действия допускаемая нагрузка снижается вдвое и, соответственно, поверхность фильтра должна быть уменьшена в два раза.

Для турбокомпрессоров требуемая поверхность фильтра определяется исходя из допускаемой нагрузки на лобовую поверхность фильтра, равной 1 $м^3/м^2/с$. Сопротивление воздушного фильтра не превышает 80-100 Па.

Число кассет определяется по эмпирической формуле

$$N = \frac{Q_K}{17} k,$$

где Q_K - производительность компрессора, $м^3$/мин;

k - коэффициент неравномерности скорости воздуха, представляющий собой отношение максимальной скорости воздуха к средней (табл. 4).

Таблица 4

Значение коэффициента неравномерности скорости воздуха, проходящего через фильтр

Тип компрессора	k
Поршневой одноцилиндровый простого действия	3,14
Поршневой одноцилиндровый двойного действия	1,57
Поршневой двухцилиндровый простого действия	1,15
Ротационный и турбокомпрессор	1

В небольших компрессорных станциях, оборудованных компрессорами производительностью не более 0,3 $м^3/с$ каждый, применяются индивидуальные металлические фильтры с одной (рис. 17) и двумя ячейками с насадкой из колец Рашига. Ячейки могут размещаться в вертикальном или горизонтальном положении в сварном металлическом корпусе.

Фильтры устанавливают внутри помещения или вне его, в зависимости от наличия места в машинном зале и условий эксплуатации.

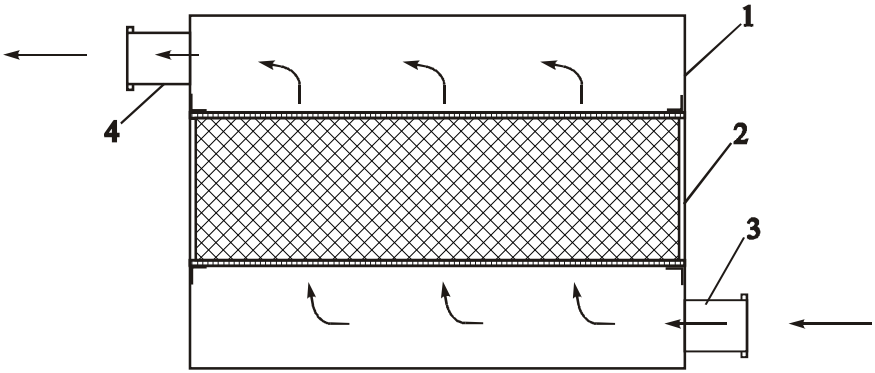


Рис. 17. Металлический фильтр с одной ячейкой:
1 - корпус; 2 – ячейка; 3 – патрубок входа воздуха;
4 - патрубок выхода воздуха

Для большой производительности устанавливается несколько кассет. Кассеты устанавливают по возможности перпендикулярно направлению воздушного потока. Для уменьшения размеров фильтра кассеты размещают под углом (рис. 18), однако при этом общее сопротивление возрастает (примерно вдвое) за счет сопротивления короба.

Для тонкой очистки всасываемого воздуха и улавливания пыли с диаметром частиц в среднем более 1,5-2 мкм широкое применение нашли металлические ячейковые масляные фильтры системы Е. В. Рекк, обладающие наибольшим коэффициентом очистки, наименьшим сопротивлением и малым

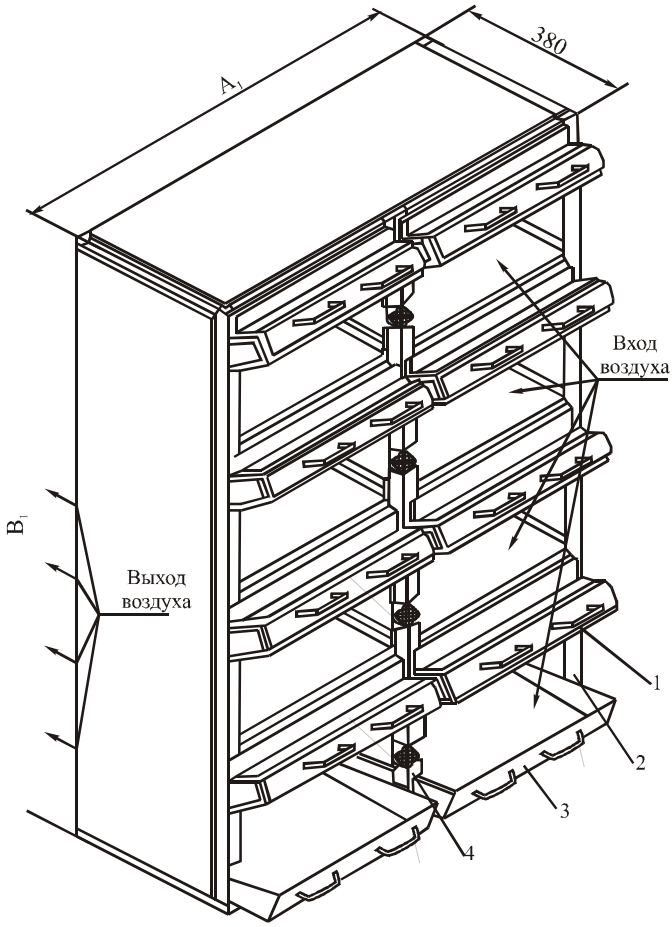


Рис. 18 Масляный металлический фильтр, составленный из восьми ячеек с кольцами Рашига:
1 – ячейка фильтра; 2 – каркас (корпус) фильтра;
3 – поддон; 4 – болт с гайкой

весом. Указанные фильтры изготовляются из ячеек двух моделей: малой и большой одинаковых размеров ячейки. Размер малой ячейки 520х520х70 мм, большой 520х520х120 мм.

Малая модель предназначена для очистки воздуха, содержащего не более 5 мг пыли на 1 $м^3$ воздуха; общий вес такой ячейки в сборе 9,35 кг.

Большая модель предназначена для очистки воздуха, содержащего до 20 мг пыли на 1 $м^3$ воздуха; общий вес ячейки - 14,35 кг. Каждая ячейка закрепляется в установочной рамке, которая крепится к стене металлической, железобетонной или другой конструкции. Каждая ячейка фильтра состоит из металлической коробки и установочной рамки. Коробка фильтра заполняется несколькими рядами гофрированных стальных сеток, укладываемых таким образом, что гофры перпендикулярны друг другу. Сетки в коробке укладываются так, что размеры отверстий в сетках и относительные площади их живого сечения уменьшаются в направлении движения очищаемого воздуха.

Ячейки фильтров с помощью защелок закрепляются в установочных рамках, имеющих войлочные прокладки для устранения просачивания воздуха между задними стенками коробок фильтров и внутренними поверхностями задних стенок установочных рамок.

Установочные рамки фильтров скрепляются между собой заклепками. Рамки со вставленными в них ячейками фильтров образуют фильтрующие панели. Панели устанавливаются в проемах фильтр камер на пути движения очищаемого от пыли воздуха.

Исходя из требований жесткости, в одной панели должно быть не более 16 ячеек малой модели и не более 30 ячеек большой модели. При этом по сторонам панели допускается максимальное число ячеек: при 16 ячейках - 4×4, при 30 ячейках - 6×5.

Крепления и конструкции фильтров для очистки воздуха применяются двух вариантов:

- ВФ — вертикальный плоский фильтр с количеством ячеек: 1, 2, 3, 4, 6, 8, 9, 12, 16 и 20;
- ЗФ — вертикальный зигзагообразный фильтр с количеством ячеек: 8, 12, 16, 18, 24 и 32.

Промывку фильтра следует производить при достижении им сопротивления, не менее чем вдвое превышающего сопротивление фильтра в чистом, незапыленном состоянии. Предельная величина аэродинамического сопротивления фильтра составляет 500 Па.

Промывку и промасливание фильтров проводят в следующем порядке:

- запыленные ячейки фильтров вынимают из установочных рамок и транспортируют в помещение, отведенное для промывки и промасливания;
- задержанную фильтром пыль вытряхивают из фильтра легким постукиванием деревянного молотка по стенам корпуса ячейки;
- промывают фильтр в ванне с горячим (60—70 °С) содовым раствором (одна весовая часть каустической соды па десять весовых частей воды), резко погружая в раствор и извлекая обратно из раствора;
- после промывки в содовом растворе фильтр немедленно промывают во второй ванне с чистой горячей (40—50 °С) водой;
- после промывки дают в течение 1—2 мин. стечь воде через отверстия в корпусе фильтра и сразу же (во избежание коррозии сеток) погружают фильтр в третью ванну с маслом.

Промасливание длится 0,5—1 мин. Практически очистка ячейковых фильтров производится через 5—10 дней при начальном пылесодержании 10—20 мг/м^3 и через 10 час при пылесодержании порядка 100 мг/м^3. Очистку ячеек удобнее производить, заменяя запыленные ячейки запасными.

Висциновый фильтр, смазанный висциновым маслом, должен простоять не менее 12 час, чтобы с его решетки стекло излишнее масло.

В особых случаях для тщательной очистки сжатого воздуха от воды, масла и механических примесей в трубопроводе устанавливаются специальные фильтры. На рисунке 19 показан один из таких фильтров.

Фильтрующий материал, помещенный в корпус 3, состоит из двух слоев кокса 2 и 7, слоя 4 из зерен активированного угля и слоев 6 хлопчатобумажных ниток. Между слоями находятся решетки 5. Материал фильтра меняется через 500 - 800 ч работы.

В последнее время начали получать широкое применение самоочищающиеся фильтры.

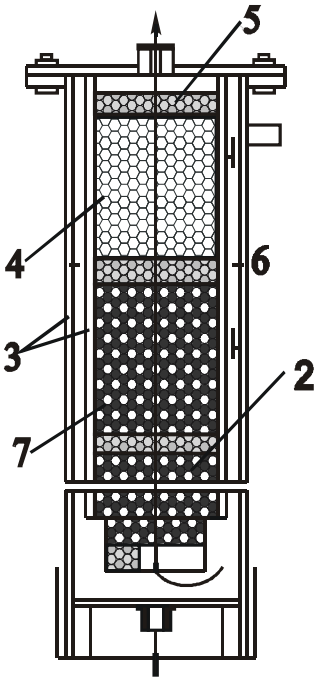


Рис. 19 Фильтр для тонкой очистки воздуха от воды, масла и механических примесей

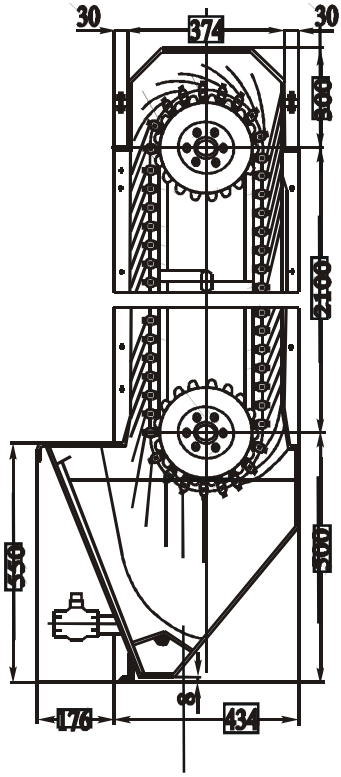


Рис. 20 Самоочищающийся фильтр

Показанный на рисунке 20 серийно выпускаемый фильтр имеет панель, собранную из 104 сетчатых шторок, состоящих из двух слоев сетки с размером ячеек 2 мм и диаметром проволоки 0,5 мм. Воздух проходит через три-четыре шторки, перекрывающие друг друга. Соленоидный привод мощностью 0,1 кВт приводит в движение через звездочку бесконечную цепь, на которой шарнирно закреплены шторки. Скорость движения цепи 3,5 мм/мин. Воздух подается к восходящей цепи шторок, прошедших ванну с веретенным маслом, где происходит промывка запыленных шторок и зарядка сеток маслом.

В табл. 5 приведена характеристика секции такого фильтра.

Частый выход из строя соленоидного привода и ряд других недостатков (недостаточная прочность и долговечность шторок и панели, ручная очистка ванны от шлака, трудности монтажа, регулирования и т. д.) потребовали новых, улучшенных конструкций фильтров с приводом от электродвигателя. Для небольших фильтров электропривод не применяется. При достижении фильтром повышенного сопротивления прокрутка панелей и очистка их от пыли производится вручную.

Таблица 5

Характеристики самоочищающегося фильтра

Производительность, $м^3/с$	6-7
Допускаемая начальная запыленность воздуха, $мг/м^3$	40
Пылеёмкость, кг	50
Коэффициент очистки, % (в зависимости от дисперсного состава пыли)	80-98
Сопротивление фильтра, Па (мм вод. ст.)	140(14)
Масса фильтра (без масла), кг	510

2.6.3. Показатели работы фильтров

Эффективность работы воздушных фильтров может быть оценена по целому ряду показателей.

Коэффициент очистки (к. п. д. фильтра) представляет собой отношение разности количества пыли в воздухе до фильтра $S_{ВХ}$ после фильтра $S_{ВЫХ}$ к начальному количеству пыли:

$$\eta_{Ф} = \frac{S_{ВХ} - S_{ВЫХ}}{S_{ВХ}} 100 \text{ , \%}$$

В зависимости от концентрации и дисперсности пыли коэффициент очистки пылевых камер колеблется в пределах 20–60 %, циклонов и инерционных пылеотделителей 40-70%, тканевых фильтров 70–90 % и металлических фильтров 80–85 %.

Сопротивление фильтра. Это величина, численно равная разности сопротивления фильтра в начальный момент

его работы h_1 (т. е. абсолютно незапыленного) и сопротивления h_2 загрязненного фильтра перед чисткой.

Поскольку сопротивление фильтра зависит от его нагрузки, т. е. от скорости протекания воздуха, более объективным показателем работы фильтра является коэффициент сопротивления: представляющий собой отношение сопротивления фильтра h_1 к удельной нагрузке q, $м^3/м^2с$,

$$\phi = \frac{h_1}{q}, \text{ кг·с/м}^3$$

Таблица 6

Некоторые средние значения коэффициента сопротивления ϕ для фильтров

Тканевые фильтры (для компрессорных установок)	600-1100
Кассетные: с кольцами с гофрированными сетками	 350-400 18-20
из перфорированных железных листов	25-30
Самоочищающиеся масляные	35

Пылеёмкость - количество пыли, которое фильтр в состоянии поглотить в течение непрерывной работы между двумя очередными чистками.

Критерием пылеемкости является величина удельного роста сопротивления

$$\varphi = \frac{h_2 - h_1}{z},$$

где h_1 и h_2 - сопротивление фильтра до и после чистки (перезарядки), Па;

$z = \frac{m}{F}$ - запыленность фильтра, кг/м^2;

m - пылеемкость фильтра, кг;

F - площадь рабочей поверхности фильтра, м^2.

По указанным величинам h_1, h_2, ϕ и F определяется пылеемкость фильтра:

$$m = \frac{h_2 - h_1}{\varphi} F, \text{ кг.}$$

Для кассетных фильтров коэффициент φ $0,2 - 0,3$. Для самоочищающихся фильтров коэффициент φ и пылеемкость определяются размерами ванны.

2.7. Охлаждение воздуха в компрессорах

2.7.1. Общие положения

Охлаждение воздуха повышает экономичность и безопасность работы компрессора. По месту приложения различают межступенчатое охлаждение и охлаждение на выходе из компрессора. Первое происходит в межступенчатых (промежуточных) воздухоохладителях, для охлаждения воздуха после компрессора используются концевые (конечные) охладители. Кроме того, для многих конструкций компрессоров применяют так называемое «внутреннее» (рубашечное) охлаждение.

В качестве охлаждающей среды применяют воду или атмосферный воздух. Использование воздуха оправдано только на передвижных компрессорных станциях или в районах с высокой стоимостью воды. Иногда применяется комбинированная схема охлаждения, в которой в качестве промежуточного теплоносителя используется вода. В этом случае вода, обладая высоким значением интенсивности теплообмена, отбирает избыток тепла в рубашке охлаждения компрессора или в воздухоохладителе, что, в свою очередь, снижает габаритные размеры этих устройств. Передача тепла в атмосферу осуществляется в так называемых «сухих» градирнях, представляющих собой значительные по габаритным размерам конструкции.

С точки зрения компрессорного рабочего цикла допустимо применение воздушного охлаждения, в случае если по техническим условиям достаточно охлаждать воздух до температуры, превышающей температуру окружающей среды не более чем на 20 градусов.

2.7.2. Промежуточное охлаждение воздуха

Эффект от охлаждения воздуха между ступенями при многоступенчатом сжатии наглядно показан на T-s диаграмме (рис. 21). В отсутствии охлаждения процесс сжатия идет по политропе (линия 1-9). Процессы охлаждения в промежуточных воздухоохладителях можно считать изобарными (линии 2-3, 4-5, 6-7). Для очень большого числа ступеней, с интенсивным охлаждением после каждой ступени, результирующая линия процессов в ступенях компрессора и в холодильниках представляет собой зигзагообразную линию, приближающуюся к изотерме. Очевидно, идеальным можно считать интенсивное (до начальной температуры) охлаждение после каждой ступени, причем степень повышения давления в каждой ступени должна быть возможно малой, т. е. число ступеней возможно большим.

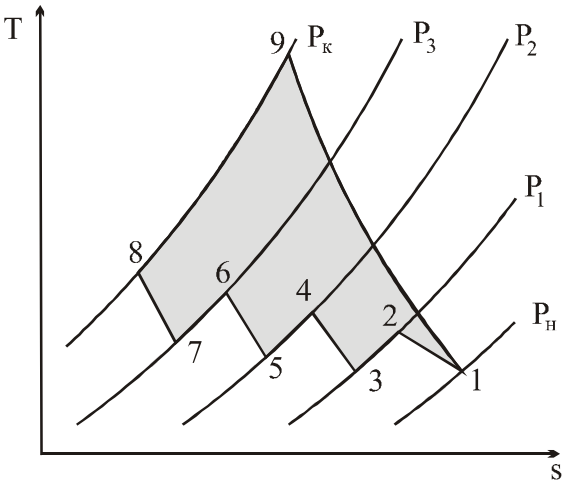


Рис. 21. Процесс сжатия воздуха в многоступенчатом компрессоре с промежуточным охлаждением

Последнее условие является невыполнимым, так как в современном компрессоростроении имеется тенденция создания компактных, малоступенчатых машин; тем более возрастает роль интенсивного охлаждения после каждой ступени.

Площадь заштрихованной фигуры графически изображает экономию энергии при наличии межступенчатого охлаждения.

При полном охлаждении, т. е. охлаждении до начальной температуры, и при равном распределении работы между ступенями или группами ступеней (между холодильниками) экономия от охлаждения получается наибольшей.

2.7.3. Конечное охлаждение воздуха

Процесс сжатия воздуха в компрессоре сопровождается повышением температуры сжимаемого воздуха и , как следствие, значительным выделением тепла.

Воздух, сжимаемый в компрессоре, частично охлаждается в процессе сжатия, однако при выходе из компрессора его температура достигает 160-200 ^{0}С. При такой температуре вода и масла находятся в сжатом воздухе в парообразном состоянии. **Унос паров** в последующие устройства и воздухораспределительную сеть **является нежелательным** по целому ряду причин:

- скопление паров масла в воздухосборнике приводит к образованию пожароопасной, а иногда и взрывоопасной смеси;
- уменьшение сечения трубопроводов за счет отложения на них нагара и конденсации влаги, накапливающейся на отдельных участках трубопроводов, создает опасность гидравлического удара;

- наличие конденсата может привести к замораживанию труб и арматуры в холодное время;
- подаче потребителям сжатого воздуха с большим содержанием масла и влаги понижают производительность пневмоприемников и вызывают их коррозию (для некоторых технологических процессов присутствие влаги и масел в сжатом воздухе недопустимо).

Для понижения конечной температуры сжатого воздуха, выходящего из последней ступени компрессора, а также обеспечения наилучшего последующего отделения масла и влаги из воздуха перед нагнетанием его в воздухосборник или на коллектор внешней сети воздухопроводов в машинных залах компрессорных станций устанавливаются конечные воздухоохладители (холодильники).

2.7.4. Влажное сжатие воздуха

Одним из возможных и достаточно эффективных способов охлаждения воздуха является так называемое влажное сжатие. Сущность заключается в следующем: в процессе сжатия воздуха в цилиндр компрессора впрыскивается некоторое количество воды, которое при испарении отнимает теплоту от воздуха. В результате в конце сжатия температура смеси воздуха и водяных паров оказывается значительно ниже температуры в конце адиабатного сжатия.

Процесс становится политропным, приближаясь к изотермическому. Работа компрессора заметно уменьшается. К примеру, при использовании впрыска воды при работе турбокомпрессора можно получить снижение температуры воздуха на выходе на величину свыше 100 К. Это, в свою очередь, снижает удельную работу компрессора на 10-12 %.

Затраты на впрыск воды невелики; однако имеются обстоятельства, ограничивающие возможность, а во многих случаях создающие невозможность применения влажного сжатия. В случае охлаждения воздуха после компрессора водяные пары начнут конденсироваться и выпадать в виде капельной влаги. Количество работоспособной газовой смеси уменьшится, экономия энергии исчезнет; излишняя влага создаст дополнительные эксплуатационные трудности. Поэтому влажное сжатие целесообразно лишь в случае подогрева воздуха после компрессора или, в крайнем случае, при сохранении его температуры. Поскольку подогрев воздуха дает существенную экономию расходуемого воздуха, следует всегда стремиться сочетать подогрев воздуха с влажным сжатием. Серьезным препятствием для внедрения влажного сжатия является отложение накипи на рабочих органах машины, поэтому к качеству впрыскиваемой воды должны быть предъявлены очень высокие требования.

В металлургии (дутье в печи), энергетике (газотурбинные установки, наддув в двигатели внутреннего сгорания) и во всех остальных отраслях промышленности, где возможны подогрев сжатого воздуха и очистка впрыскиваемой воды, влажное сжатие является простым и эффективным средством уменьшения расхода энергии на производство сжатого воздуха.

2.7.5. Конструкции воздухоохладителей

Для компрессоров общего назначения применяются преимущественно змеевиковые и трубчатые холодильники,

В змеевиковом холодильнике (рис. 22) воздух протекает внутри змеевиков, омываемых снаружи проточной водой. Конструкция холодильника проста. Скорость воды мала, что обусловливает низкий коэффициент теплоотдачи со стороны

воды. Холодильник применим для компрессоров малых подач и высоких давлений.

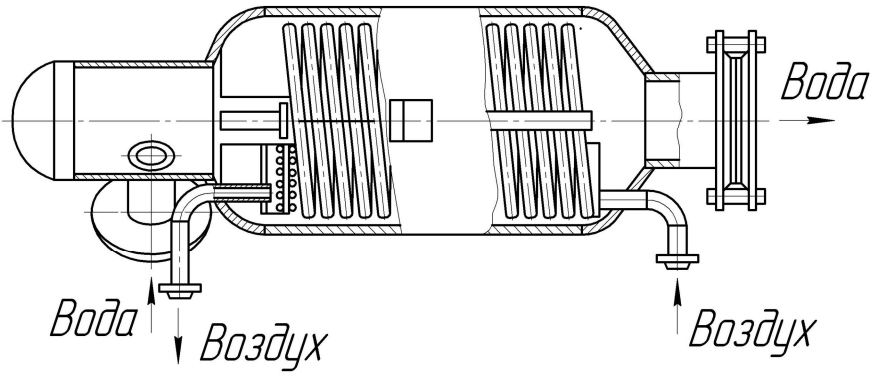


Рис. 22. Змеевиковый воздухоохладитель

Из большого количества конструкций трубчатых теплообменных аппаратов чаще всего применяются кожухотрубные, которые применяются в компрессорах как промежуточные охладители воздуха после каждой ступени сжатия и как конечные охладители.

Принцип работы таких воздухоохладителей одинаков: сжатый воздух, выходящий из последней ступени компрессора, проходит в межтрубном пространстве, а по центральной трубе или пучку труб циркулирует холодная вода. В охладителе сжатый воздух отдает свое тепло охлаждающей воде.

К **кожухотрубным охладителям** (рис. 23) предъявляются следующие требования:

- температура воздуха после теплообменника должна быть не менее чем на 100 ^{0}С ниже температуры вспышки паров смазочного масла;

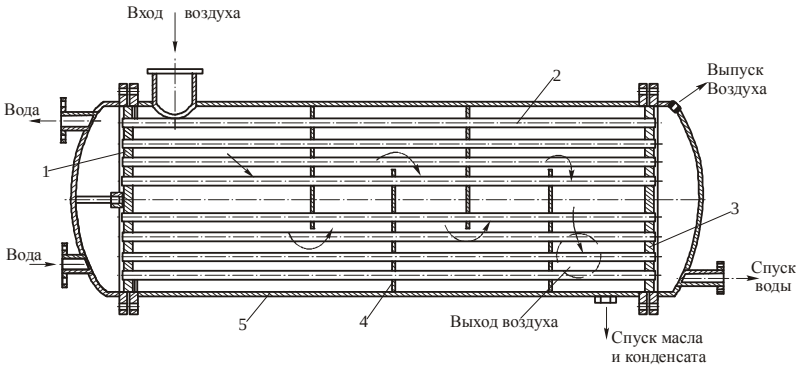


Рис. 23. Кожухотрубный воздухоохладитель

- охладитель должен обладать высокой теплопроизводительностью, быть простым в изготовлении и надежным в эксплуатации; конструкция его должна быть легкой, компактной и должна позволять удобно производить монтажные и ремонтные работы;
- в охладителе не должно быть пропусков воды и воздуха;
- охладитель должен устанавливаться на фундаменте вблизи компрессора внутри помещения;
- охладитель должен иметь предохранительный клапан, краны для спуска конденсата — в нижней чисти, а для выпуска воздуха — в верхней части; на корпусе должен быть штуцер для установки манометра с трехходовым краном;
- скорость воздуха, проходящего через самое узкое проходное сечение охладителя, в зависимости от типа охладителя должна быть в пределах от 3 до 15 м/с (в

кожухотрубном охладителе – 3-5 м/с, а в охладителе типа «труба в трубе» — 8-15 м/с);

- скорость воды в кожухотрубном охладителе должна быть равной 0,5-1,5 м/с, а в охладителе типа «труба в трубе» - 4-8 м/с.

Кожухотрубные холодильники конструктивно представляют собой пучок труб, развальцованных в трубных досках и заключенных в общий кожух. Теплопередача от газа к трубе встречает значительно большее термическое сопротивление, чем от трубы к охлаждающей воде, поэтому в холодильниках низкого давления для снижения полного термического сопротивления воду направляют по трубам, а газ - между ними, т.е. со стороны большей поверхности. С той же целью применяют поперечный ток газа относительно трубного пучка, при котором достигается более высокий коэффициент теплоотдачи. Для осуществления поперечного тока в межтрубной полости устанавливают перегородки. Направление воды по трубам, а не между ними имеет еще то преимущество, что в этом случае не представляет трудности механическая чистка труб от отложений, которые при жесткой воде оседают на стенках плотным слоем в виде накипи, наружная же поверхность труб в многотрубном пучке для механической чистки почти недоступна.

Холодильники низкого давления с током газа по трубам, а воды между ними применяют сравнительно редко, главным образом в компрессорах, предназначенных для сжатия столь загрязненных газов, что чистка труб со стороны газа требуется в большей мере, чем со стороны воды.

В зависимости от типа компрессора кожухотрубные холодильники выполняют вертикальными или горизонтальными.

Первые применяются для вертикальных и угловых компрессоров, а также для горизонтальных с подвалом, если ци-

линдры двух степеней - нагнетающий в холодильники и всасывающий оттуда - расположены рядом.

С целью обеспечения свободы температурных деформаций и удобства разборки холодильника для чистки одну из трубных досок обычно делают подвижной в виде плавающей камеры или, что менее надежно, с уплотнением в корпусе резиновыми кольцами либо прографиченным асбестовым шнуром. При чистом газе могут также применяться холодильники с неподвижными трубными досками, но с линзовым компенсатором в конструкции кожуха.

Для ослабления пульсации потока газа и вибрации труб в головках холодильника вокруг корпуса устраивают кольцевые камеры, гасящие волновой удар.

С целью увеличения объема кольцевых камер, служащих в качестве буферных емкостей, применяют холодильники с внутренним кожухом и кольцевой перегородкой, разделяющей полость между камерами на входе в холодильник и на выходе из него (рис. 24).

Вместо распространенных в конструкциях холодильников сегментных перегородок применять концентрические (система перегородок "кольцо - диск"), В этом случае движение потока газа через трубный пучок происходит в радиальном направлении. При таком выполнении достигаются более равномерные скорости газа между трубами, а круговые протечки газа между пучком труб и кожухом устраняются. К тому же промежуток вокруг трубного пучка может быть увеличен, что удобно для размещения плавающей головки.

Износ труб и поломки перегородок снижают срок службы холодильника. Для их устранения трубный пучок предохраняют от прямых волновых ударов со стороны поступающего газа, а перегородки делают жесткими, толщиной не менее 6-8 мм.

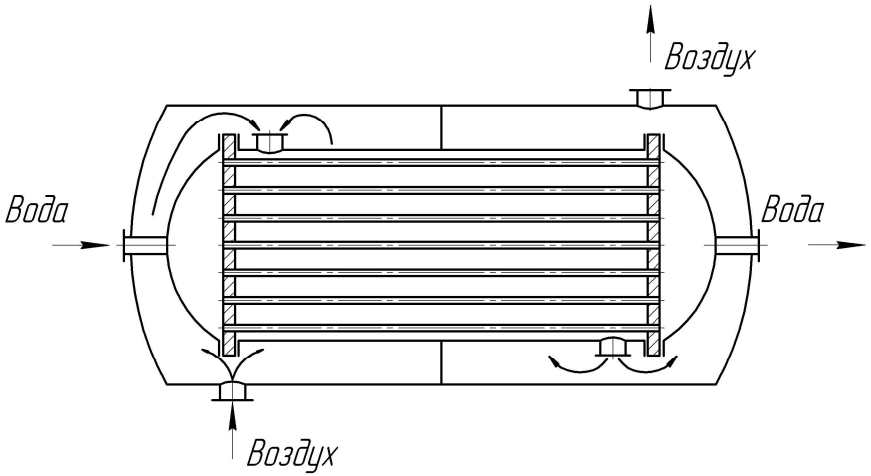


Рис. 24. Воздухоохладитель с буферной емкостью

Для устранения вибрации труб перегородки выполняют из двух частей с разъемом по диаметру, Обе части расклинивают, выгибая и напрягая трубы, а клин приваривают,

Расстояние между поперечными перегородками с целью уменьшения гидравлического сопротивления выбирают в пределах (0,25-0,50)D с постепенным уменьшением у выхода. В холодильниках малого диаметра расстояние между перегородками больше. При перегородках по системе "кольцо-диск" его принимают меньшим равным (0,10-0,25)D, где D - внутренний диаметр кожуха холодильника.

Размер проходных сечений у перегородок определяют, исходя из равенства скоростей газа в продольном и поперечном направлениях.

В кожухотрубных холодильниках для экономии места трубы обычно располагают по вершинам равносторонних треугольников в так называемом шахматном порядке. Такое рас-

положение труб при перекрестном потоке обеспечивает более интенсивную отдачу тепла, чем коридорное расположение, редко применяющееся в холодильниках. Для многотрубных холодильников применяют трубы малого диаметра, обычно 12-20 мм.

В холодильниках высокого давления коэффициенты теплоотдачи от газа к трубе и от трубы к воде оказываются величинами одного порядка. При этом увеличение скорости воды намного снижает тепловое сопротивление холодильника и существенно повышает эффективность его действия.

Кожухотрубные холодильники для высоких давлений в отличие от подобных холодильников для низких давлений всегда устраивают с током газа внутри труб. При этом кожух холодильника не воспринимает высокого давления газа, и выполнять толстостенным его не требуется.

U-образные холодильники представляют собою разновидность кожухотрубных, но с особенностью - трубный пучок состоит из труб, изогнутых в виде буквы U. В результате уменьшения длины трубного пучка холодильник может быть выполнен вертикальным, занимающим мало места и удобным для чистки - трубный пучок легко извлечь из кожуха посредством крана.

Элементные холодильники, как и кожухотрубные, изготовляются вертикальными и горизонтальными. Выполняют их, как правило, из оребренных труб с насаженными или накатанными ребрами. Достигаемая при этом поверхность соприкосновения с газом компенсирует низкое значение коэффициента теплоотдачи со стороны газа и приводит к компактным конструкциям теплопередающих элементов.

Все элементные холодильники с оребренными трубами отличаются отсутствием крутых поворотов газового потока, сравнительно малым числом рядов труб, расположенных поперек его пути, и, что особенно важно, наличием буферных

емкостей на входе и выходе. Поэтому возникающие в них потери давления, как правило, ниже, чем в холодильниках других типов.

Конструкции секционного теплообменного аппарата типа «труба в трубе» показана на рис. 25. Аппараты подобной конструкции применяются для охлаждения воздуха после III, IV и V ступеней компрессора и также в качестве концевых воздухоохладителей. Для получения требуемой поверхности теплообмена набирают требуемое количество секций, соединяя их последовательно по воздуху и воде.

Холодильники типа "труба в трубе" выполняются двояко: с током газа в межтрубном пространстве, а воды - по внутренней трубе или, наоборот, с током воды в межтрубном пространстве, а газа - по внутренней трубе. Первое исполнение применяют преимущественно для холодильников среднего и низкого давления – до 20 МПа. Внутренняя труба холодильника оребрена с внешней стороны продольными ребрами, обращенными к газу. Такие холодильники делают противоточными и многозаходными.

Для давления от 2,5 МПа и до самых высоких распространены холодильники второго исполнения, но гладкотрубные, с током газа по внутренней трубе, рассчитанной на его давление. Охлаждающая вода протекает в кольцевом канале, образованном трубами, и движется противотоком относительно газа. Внутренние трубы холодильника последовательно соединены посредством разъемных калачей. Иногда для уменьшения числа разъемов каждая пара внутренних труб связана приварным калачом. Для возможности чистки кольцевого канала соединение внутренних труб с наружными выполнено разъемным и уплотнено резиновым кольцом, зажатым между двумя фланцами. Водяные патрубки часто изготовляют в виде

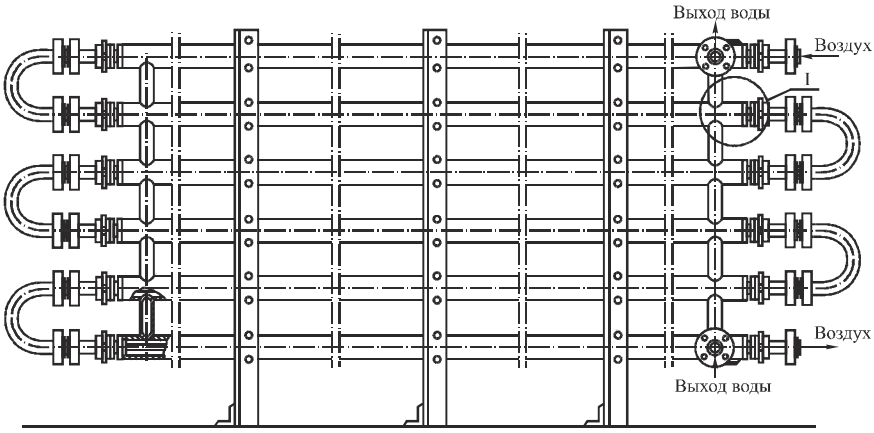


Рис. 25. Секционный воздухоохладитель
типа «труба в трубе»

труб прямоугольного сечения с расположением большей стороны прямоугольника вдоль оси труб холодильника и с касательным вводом в кольцевой канал. Этим достигается винтовое движение воды, усиливается теплоотдача и устраняется оседание грязи

В последние годы находит применение в компрессорных установках, конструкция воздухоохладителей с трубками каплеобразной формы, на которые нанизаны пластины, изготовленные из медной ленты толщиной 0,2—0,5 мм. Концы трубки цилиндрические, а средняя часть их имеет каплеобразную форму. Такую конструкцию имеют все промежуточные воздухоохладители компрессорных установок, на концевых воздухоохладителях подобная конструкция трубок применяется редко.

Воздухоохладители с каплеобразными оребренными трубками имеют преимущество перед воздухоохладителями с

гладкими трубами за счет более высокой интенсивности теплообмена, что приводит к сокращению веса и габаритов теплообменника.

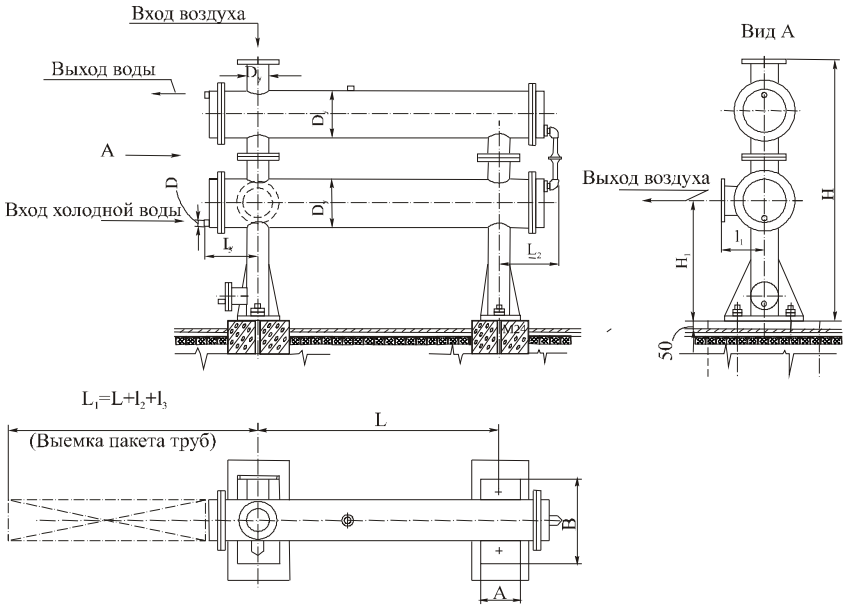


Рис. 26. Двухсекционный воздухоохладитель низкого давления

В компрессорных станциях низкого давления, в которых эксплуатируются компрессоры производительностью до 1,7 $м^3/с$ включительно, целесообразно применить горизонталь-

ные двухсекционные конечные кожухотрубные охладители (рис.26).

Сжатый горячий воздух, выходящий из последней ступени компрессора, поступает через патрубок в межтрубное пространство верхнего корпуса, омывает находящиеся внутри пучки труб, по которым течет холодная вода, и поступает в нижний корпус, где также омывает пучки труб с водой, совершая волнообразный путь, который создают поперечные перегородки, установленные в шахматном порядке. Охлажденный воздух выходит через нижний боковой патрубок. Холодная вода подается к штуцеру, расположенному в нижнем корпусе, а теплая вода выходит из охладителя через штуцер, имеющийся в верхнем корпусе. Данные теплообменников – в табл. 7, 8.

Водяные трубки в каждом корпусе собраны в секции, которые можно вынуть из охладителя во время чисток или ремонта. Для осушения водяной полости охладителя в крышках имеются спускные пробки. Спуск конденсата из охладителя производится через продувочный вентиль, установленный в нижней части опорной колонки, через каждые два часа, а также перед пуском компрессора и после остановки его.

Внутренние поверхности труб холодильника должны подвергаться очистке от накипи и грязи каждые 3-4 месяца. В процессе эксплуатации концевого охладителя нельзя заглушать дающие течь водяные трубки, их нужно заменять новыми.

Таблица 7

Основные характеристики горизонтальных конечных охладителей

Пропускная способ-ность, $м^3$/мин	Поверхность охлаждения, $м^3$	Диаметр корпуса охладителя, D_y, мм	Диаметр патрубка для входа воздуха, d_y, мм	Расстояние между опорами L, мм	Конструктивные размеры, мм			Высота охладителя H, мм	Расстояние от основания до оси патрубка выхода воздуха H, мм	Диаметр патрубка входа и выхода воды d_y, мм	Общий вес, кг
					l_1	l_2	l_3				
100	32,0	300	200	2900	275	530	437	1603	715	70	1565
60	20,8	250	150	3000	250	390	390	1563	750	40	1103
40	17,3	250	150	2400	250	393	393	1553	750	40	988
20	10,7	200	125	2450	200	380	380	1503	750	32	750
10	4,85	150	100	1900	200	310	310	1163	500	25	411

Таблица 8

Наименование	Единица измерения	Показатель типа охладителя				
		F_I=100	F_{II}=60	F_{III}=40	F_{IV}=20	F_V=10
Рабочее давление воздуха в охладителе	кГ/см^2	8	8	8	8	8
Поверхность охлаждения	м^2	25	32	17	10,7	4,85
Пропускная способность охладителя	м^3/мин	100	100	40	20	10
Температура воздуха, входящего в охладитель	^{0}C	150	150	140	160	160
Температура воздуха, выходящего из охладителя	^{0}C	40	40	30	50	40
Давление воды	кГ/см^2	до 3	до 3	до 3	до 3	до 3
Расход охлаждающей воды	м^3/час	20	23	10	4,5	2,5
Температура охлаждающей воды	^{0}C	20	20	20	20	20
Вес охладителя	кг	1020	1567	988	750	411

Опыт эксплуатации показывает, что в концевых холодильниках воздух охлаждается обычно до 40-50 °С. При этой температуре и при давлении $p_2 = 0,8$ МПа насыщающее влагосодержание воздуха равно $d = 6 - 10$ г/кг. При начальных параметрах $p_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 10$ °С, $\varphi = 70$ % в 1 кг атмосферного воздуха содержится паров около 5,5 г воды в виде пара. Следовательно, после концевого холодильника воздух останется еще ненасыщенным и выпадение паров воды в холодильнике не произойдет. Частичная конденсация паров воды будет происходить при более высокой температуре всасываемого воздуха или более интенсивном охлаждении воздуха в концевом холодильнике, что происходит сравнительно редко.

В машинных залах, имеющих небольшие площадь и высоту рекомендуется, устанавливать конечные охладители со встроенными масловодоотделителями.

Если же высота машинного зала позволяет – используются кожухотрубные воздухоохладители вертикального исполнения. Аппараты этой конструкции по сравнению с горизонтальными имеют меньший охлаждающий эффект при равных охлаждающих поверхностях, требуют большую высоту машинного зала, а также особые условия монтажа и эксплуатации.

Концевой охладитель создает дополнительное сопротивление нагнетаемому воздуху, в результате чего давление сжатого воздуха падает на 0,15—0,4 %. Однако расположение концевого охладителя или масловодоотделителя с охлаждением возможно ближе к компрессору является эффективным средством против взрывов в компрессорных установках.

Для турбокомпрессоров с целью интенсификации теплообмена и создания более компактных конструкций, применяются холодильники с густо расположенными латунными трубками малого диаметра. Для увеличения теплоотдачи при-

меняется многооборотное движение воды. Скорость движения воды доводится до 2-2,5 м/с, воздуха - до 20-25 м/с.

С целью уменьшения сопротивления и увеличения теплообмена применяют оребренные каплеобразные трубки холодильников. Холодильники с длинными трубками очень часто выходят из строя из-за вибрации. Удачнее конструкция холодильника с короткими трубками.

Перспективным является применение воздухоохладителей из труб с проволочным оребрением (рис. 27), с успехом применяемых для газо- и воздухоохладителей турбогенераторов, а также воздухоохладители из труб со спиральными ребрами. Такие холодильники могут состоять из отдельных труб или из пучков труб, вмонтированных в общий кожух.

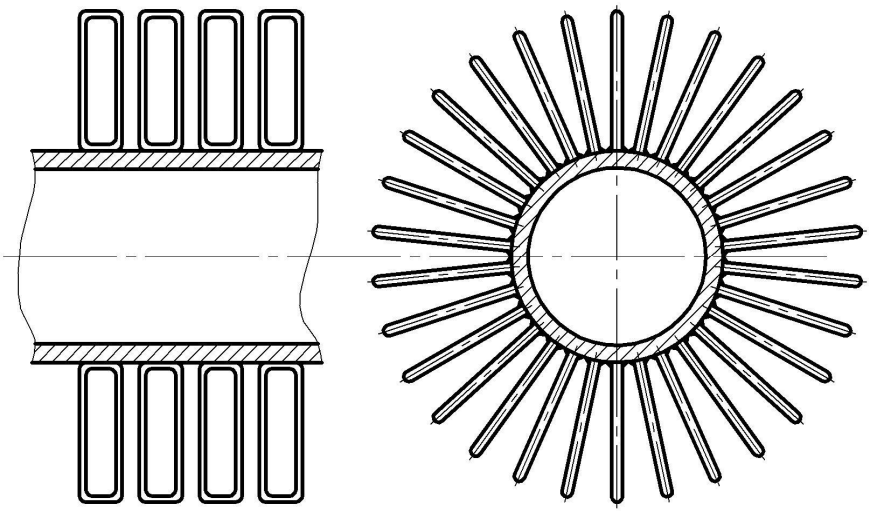


Рис. 27. Трубка теплообменного аппарата с проволочным оребрением

Расчет, устройство и эксплуатация кожухотрубных охладителей производятся по соответствующим нормам и правилам. В первом приближении расчет ведется по требуемой поверхности теплообмена ТОА.

2.8. Масловодоотделители

Сжатый воздух, выходящий из компрессорной установки, необходимо очищать от содержащихся в нем паров масла и воды с целью предотвращения уноса их в воздухосборник и трубопроводы. В определенных условиях масло и вода могут быть причиной аварии и даже взрыва. Поэтому с целью очистки сжатого воздуха от масла и воды в поршневых и ротационных компрессорных установках применяются масловодоотделители.

На рис. 28 приведены схемы применяющихся конструкций масловодоотделителей. Отделение масла и воды в них производится на основе следующих явлений:

- за счет изменения направления потока воздуха с применением динамического удара струи сжатого воздуха о внутренние стенки аппарата; это вызывает оседание и укрупнение капель масла и воды на стенках (рис. 28, а);
- оседание и укрупнение капель масла и воды при прохождении пористой массы, которой наполняется сосуд, служащий масловодоотделителем (рис. 28, б);
- сепарация воздуха и капельной жидкости под действием центробежной силы; капли отбрасываются к стенкам сосуда, стекают по ним и удаляются через нижний вентиль (рис. 28, в);
- поглощение влаги и масла путем пропускания влажного воздуха через специальные поглотители (едкий натр,

хлористый кальций, активированный уголь, алюмогель и др.) (рис. 28, г).

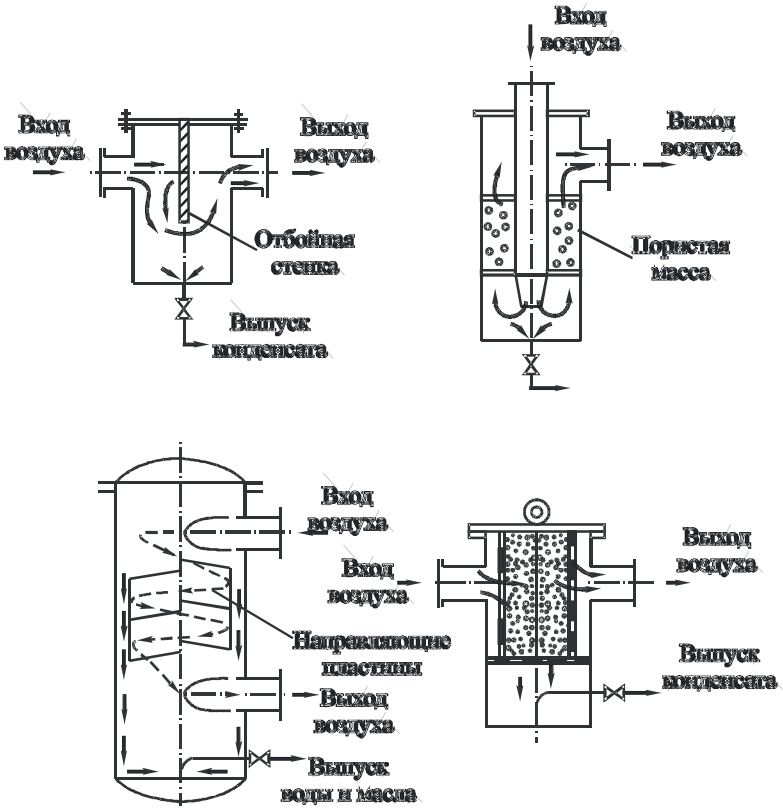


Рис. 28. Основные конструкции масловодоотделителей

В настоящее время имеются конструкции масловодоотделителей, в которых очистка и осушка нагнетаемого воздуха

происходит с использованием одновременно нескольких из указанных принципов.

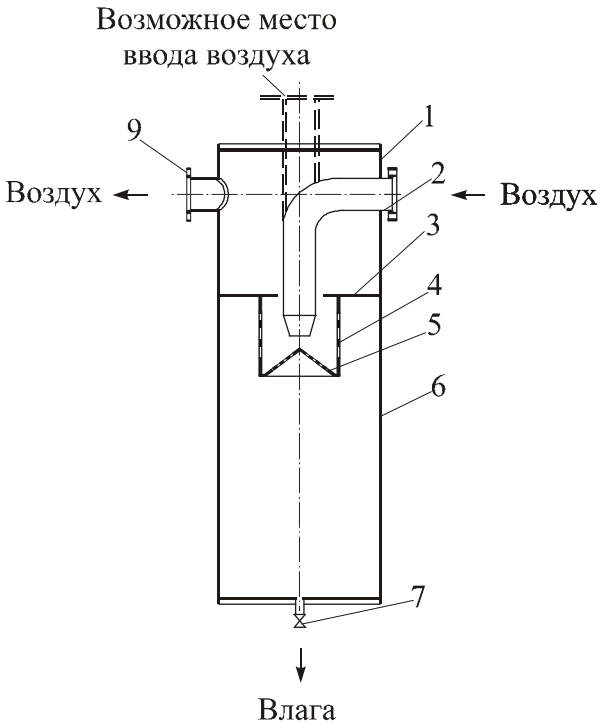


Рис. 29. Масловодоотделитель комбинированного действия

На рис. 29 изображен масловодоотделитель одной из распространенных конструкций, использующий динамический удар струи сжатого воздуха об отбойный щит при одновременном изменении направления потока воздуха. Воздух, про-

ходя через патрубок 2, ударяется о щит 5, выделяя при этом значительное количество влаги (воды, масла). Влага проходит через отверстия в цилиндре 4 и щит 5 во влагосборник б, из которого выпускается через вентиль 7. Воздух проходит через отверстия в решетке 3 и направляется к патрубку 9 выхода сжатого воздуха.

Из-за малой емкости влагосборника такие масловодоотделители применяются в компрессорных установках производительностью до 0,2 $м^3/с$ и на воздухопроводах у мест потребления сжатого воздуха.

Во избежание разрушения стекающей пленки жидкости допустимая скорость воздуха при входе в аппараты с внутренними перегородками не должна превышать предельную, определяемую из уравнения

$$w_{кр} = 1,5\left[V\sigma \frac{\rho_Ж - \rho_Г}{\rho_Ж^2} \right]^{0,25},$$

где σ - коэффициент поверхностного натяжения жидкости, для воды $72,8\times10^{-3}$ Н/м, для масла 45×10^{-3} Н/м;

$\rho_Ж, \rho_Г$ - соответственно плотности жидкости и газа в потоке, $кг/м^3$;

V - объемный расход газа через масловодоотделитель, $м^3/с$.

Для компрессорных установок большей производительности желательно применять масловодоотделитель с пористой массой (рис. 28, 6) или работающий по принципу динамического удара и сепарации воздуха за счет центробежных сил (рис. 30). Сжатый воздух через патрубок 5 входит во внутрь сосуда 3, в котором имеются лопасти 2 и отбойная стенка 1, совершает движение по спирали сверху вниз, входит в трубу 7

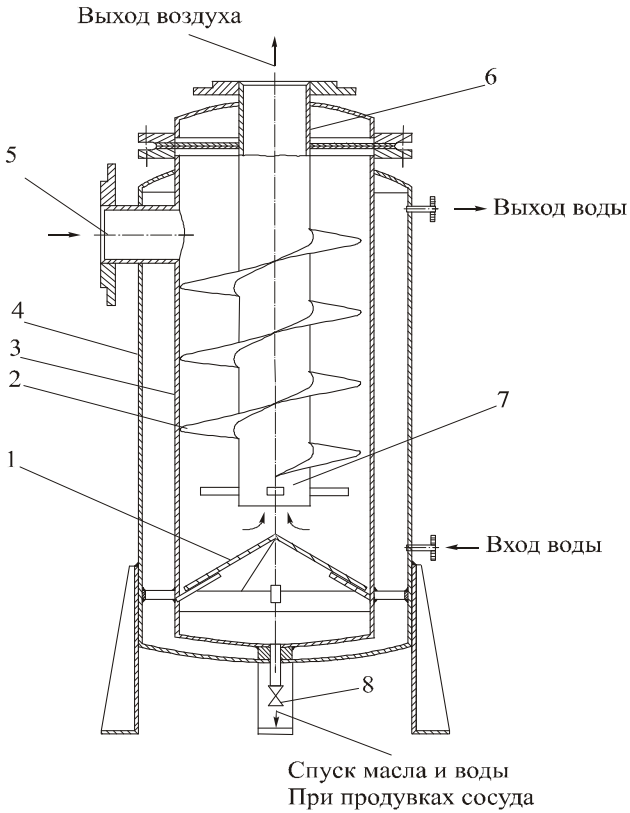


Рис. 30. Масловодоотделитель комбинированного действия с водяным охлаждением

и выходит через патрубок 6. Под действием возникающей при этом центробежной силы частицы масла и воды, ударяясь о стенки сосуда и лопасти 2, оседают на дне сосуда. Для удаления скопившихся масла и воды предусмотрен вентиль 8, который периодически открывают при продувках масловодоот-

делителя. Конструкция описанного масловодоотделителя хороша еще тем, что воздух, проходя через него, одновременно охлаждается циркулирующей водой. Подобные масловодоотделители хорошо зарекомендовали себя при давлениях воздуха до 4 МПа.

В компрессорных установках производительностью 0,7-1,7 $м^3/с$ применяют масловодоотделители центробежного типа (рис. 28, б). Они изготавливаются в виде металлического вертикального сосуда высотой 2-3 м, диаметром корпуса 650-800 мм. В корпус вставляют пластины, направляющие поток воздуха к стенкам сосуда. Со стенок масло и вода стекают на дно сосуда и удаляются периодически при продувке. Скорость прохождения воздуха должна быть не выше предельной, при которой начинается унос капель со стенок сосуда. В зависимости от состава капельной жидкости эту скорость, м/с, определяют по следующим соотношениям:

$$w_{кр} = \frac{73}{\rho_г^{0,5}}$$ - для улавливания преимущественно воды;

$$w_{кр} = \frac{102}{\rho_г^{0,5}}$$ - для улавливания преимущественно масла.

Для высоких давлений применяются преимущественно аппараты циклонного типа (рис. 31). Это связано с тем, что в таких условиях плотности газа и жидкости становятся величинами одного порядка.

Масловодоотделители с пористыми вставками используют эффект укрупнения капель влаги при фильтрации воздуха через пористые материалы. Стандартные МВО такой конструкции в качестве основного фильтрующего элемента используют выпускаемые промышленностью трубки из пористой ке-

рамики. Длина трубок – 250 и 500 мм, пористость до 70 % и размеры пор до 0,2 мкм. Соответственно допускаемый объемный расход газа через них $3{,}5\times10^{-3}$ и 7×10^{-3} $м^3/с$. В корпусе МВО набирается целый пакет таких трубок для обеспечения заданной производительности компрессора.

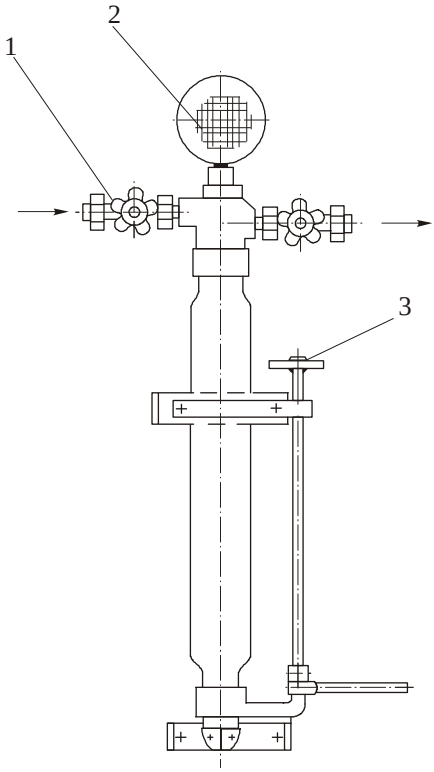


Рис. 31. Масловодоотделитель для высоких давлений газа

Основным конструктивным параметром масловодоотделителей является объем, определяемый по эмпирической формуле

$$V = L\sqrt{10V_0}\ , \text{ м}^3,$$

где V_0 - объем воздуха на выходе из ступени компрессора, предшествующей масловодоотделителю, $м^3$/мин;

L - коэффициент, равный 0,025-0,05 для давлений менее 12 МПа, и 0,07 – для давлений свыше 12 МПа.

В помещении компрессорной станции все масловодоотделители соединены специальными продувочными линиями, которые выведены в продувочный бак. Удаление масла и воды («продувка») осуществляется не реже 1 раза в сутки. Открытие продувочных вентилей осуществляется вручную или автоматически со щита управления в машинном зале.

Масловодоотделители обычно устанавливаются внутри помещения, за конечным охладителем. При большой емкости масловодоотделителя (более 100 л) и отсутствии опасности замерзания в нем влаги масловодоотделитель допускается устанавливать вне помещения.

Масловодоотделители следует устанавливать вблизи воздухосборников, оборудованных предохранительными клапанами и манометрами. Между масловодоотделителем и воздухосборником не разрешается устанавливать запорную арматуру, если до запорного органа нет предохранительного клапана. При установке за масловодоотделителем обратного клапана предохранительный клапан должен быть установлен на масловодоотделителе.

Масловодоотделители изготавливаются, монтируются, испытываются эксплуатируются в соответствии с требованиями Государственной инспекции по техническому надзору.

Расчет ведется по единым нормам прочностного (механического) расчета элементов цилиндрических сосудов.

2.9. Установки для осушки воздуха

Сжатый воздух, выходящий из компрессора, частично освобождается от воды и масла в масловодоотделителях, концевых холодильниках и ресиверах. Но требования к качеству подаваемого воздуха зачастую ставят задачу дополнительного его глубокого осушения.

Поэтому в компрессорных станциях, особенно производящих сжатый воздух среднего и высокого давлений (6-30 МПа), применяются специальные установки для осушки воздуха.

Об эффективности того или иного способа глубокой осушки судят по температуре точки росы – температуре, при которой в воздухе заданного давления пары становятся насыщенными и начинается их конденсация.

Одним из эффективнейших способов осушки воздуха является сорбционный способ. Сорбция – это физико-химический процесс поглощения одного вещества поверхностью или объемом другого. Поглощающее вещество – сорбент, поглощаемое – сорбат.

В зависимости от агрегатного состояния сорбента в процессе поглощения влаги **различают**:

- твердые сорбенты, не изменяющиеся от поглощения влаги – **адсорбенты**;
- жидкие сорбенты – **абсорбенты**;
- твердо-жидкие сорбенты, изменяющие свое состояние от твердой до жидкой фазы в зависимости от степени насыщения влагой;

Наиболее широкое применение в компрессорных установках получил адсорбенты.

К твердым адсорбентам относятся: силикагель, алюмогель, феррогель и другие вещества, поглотительная способность которых обусловлена поверхностной конденсацией и капиллярными свойствами адсорбента.

Лучшим адсорбентом является активированный алюминий (алюмогель), содержащий до 92 % окиси алюминия и 8 % различных примесей.

Активная окись алюминия является инертным веществом, не корродирующим аппаратуру; она не ядовита, не растворяется в воде, очень устойчива против истирания и обладает достаточной твердостью. В качестве адсорбента применяют также силикагель, состав которого близок к кварцевому песку.

Алюмогель и силикагель обладают высокой влагопоглотительной способностью, которая создается большой пористой поверхностью поглощения. Гели прочны и экономичны в эксплуатации, легко регенерируются без потери поглотительной способности.

Эффективность адсорбции увеличивается с понижением температуры адсорбента, повышением относительной влажности воздуха и уменьшением размера частиц адсорбента.

При адсорбционной осушке содержание влаги в 1 $м^3$ воздуха составляет: после силикагеля - около 0,03 $г/м^3$, а после алюмогеля - около 0,005 $г/м^3$, что отвечает влагосодержанию в воздухе, охлажденного до температуры -52 и -64 °С соответственно.

В компрессорных станциях среднего и высокого давлений осушка нагнетаемого воздуха осуществляется в стальных баллонах, наполненных адсорбентом. Баллоны устанавливаются после масловодоотделителей, до воздухохранительпых емкостей. Воздух, пройдя баллоны, наполненные адсорбентом,

оставляет в нем частицы влаги и масла, в результате чего выходит относительно сухим и чистым. Адсорбент при этом увлажняется и теряет поглотительную способность. Регенерация, т. е. восстановление адсорбента, производится подогретым воздухом низкого давления (0,03–0,15 МПа).

Для осушки воздуха, сжимаемого до давления 15–35 МПа, рекомендуется применять осушительную установку, работающую по схеме (рис. 32).

Сжатый воздух через впускной вентиль А поступает в водоотделитель 11 и маслоотделитель 9, затем через открытый вентиль Б направляется в один из двух баллонов с адсорбентом 8 (на схеме показано направление сплошной стрелкой в левый баллон), откуда через керамический или войлочный фильтр 7 и вентили Д и Ж уже осушенный направляется к воздухохранительным емкостям, затем в пневмосеть или на наполнительную рампу. В то время как сжатый воздух проходит осушку в одном из баллонов 8, в другом баллоне (на схеме в правом) производится регенерация (восстановление) адсорбента с помощью подогретого воздуха. Для регенерации адсорбента часть воздуха, идущего в пневмосеть, отбирается в точке Е и редуцируется с помощью редуктора 4 до давления 0,035 - 0,07 МПа; затем воздух подогревается в электроподогревателе 1 до температуры 260 °С, из которого поступает в регенерируемый баллон с адсорбентом 8. Отняв у адсорбента влагу, теплый воздух проходит через фильтр 7, оставляя на нем частицы уносимого с собой адсорбента. Из фильтра влажный воздух, пройдя правый вентиль Г и диафрагму 15, выпускается в атмосферу через патрубок И. Масло, попадающее случайно в осушительный баллон при регенерации адсорбента, выгорает при температуре 220 - 240 °С.

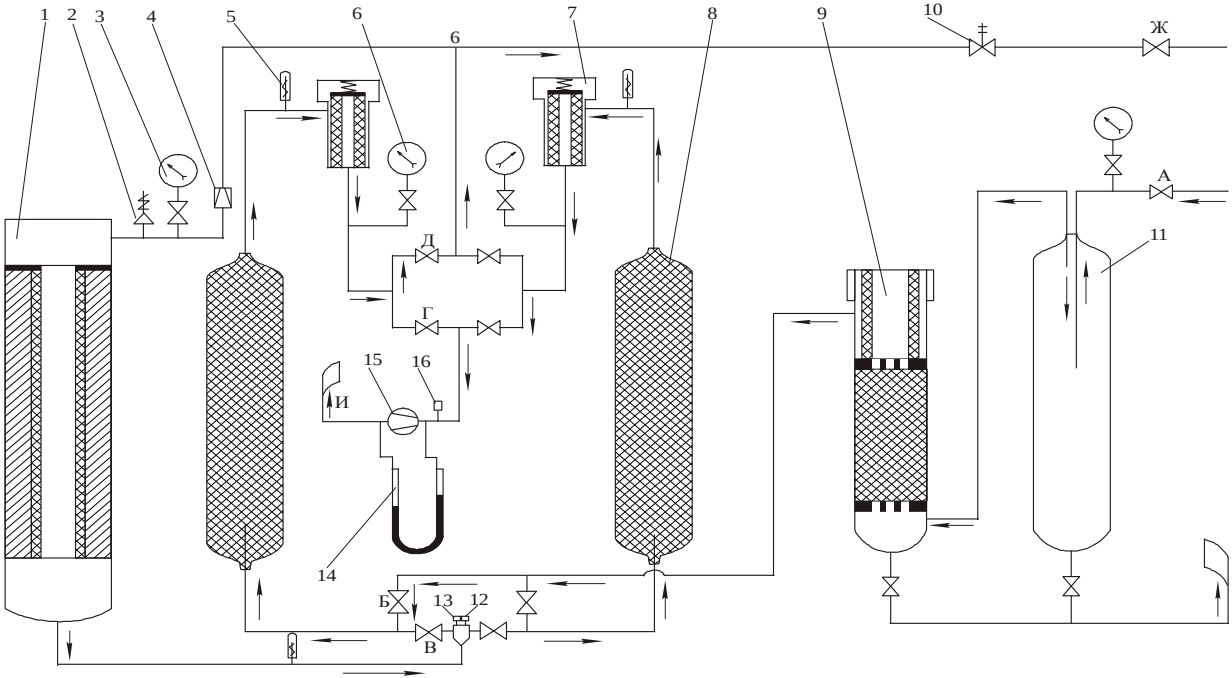


Рис. 32. Схема адсорбционной установки для осушки воздуха

Переключение адсорберов с осушки воздуха на регенерацию адсорбента производится через 8 - 12 часов непрерывной работы компрессора на один баллон.

На рис. 33 приведена схема установки для осушки воздуха высокого давления.

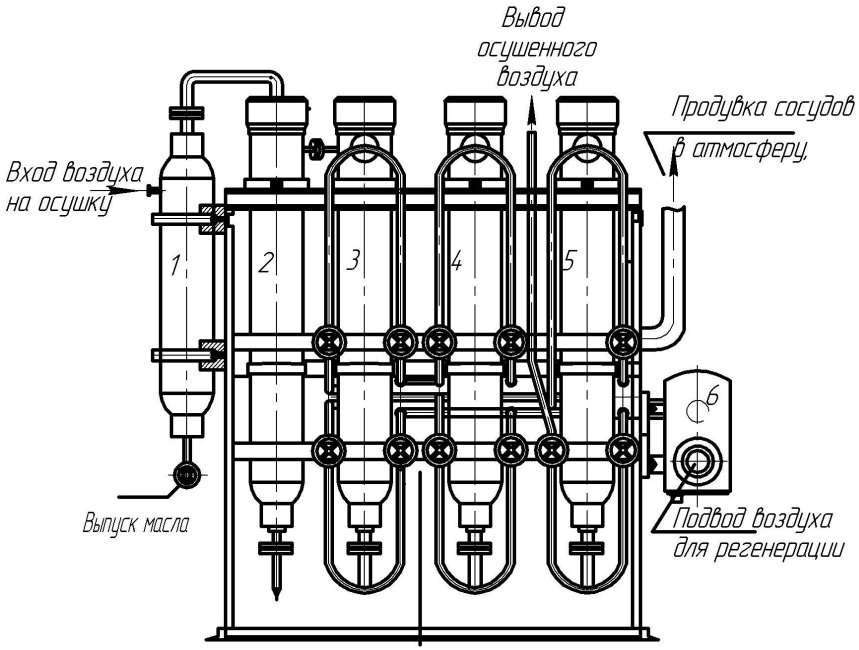


Рис. 33. Схема адсорбционной установки для осушки воздуха высокого давления

Установка состоит из масловодоотделителя 1, масляного фильтра 2, трех осушительных баллонов 3, 4, 5 и электроподогревателя 6. Осушительные баллоны работают в две ступени: первая состоит из двух переменно работающих баллонов 3 и 5, заполненных силикагелем, и второй ступени, состоящей

из баллона 4, заполненного алюмогелем. Применение различных поглотителей дает наиболее надежную работу установки.

Баллоны осушительной установки обычно монтируются на общей раме и оборудуются всеми необходимыми трубопроводами и запорной арматурой. Целесообразно осушительную установку заключать в теплоизолирующий кожух.

В настоящее время выпускаются серийно автоматические установки для осушки сжатого воздуха марок УОВ-10, УОВ-20, УОВ-30.

Каждая установка обеспечивает очистку воздуха от частиц масла и воды до точки росы минус 40 °С. Она состоит из блока автоматической осушки сжатого воздуха, теплообменникам маслоотделителя. В состав блока автоматической осушки воздуха входят: 2 осушительные башни, воздухоподогреватель, 2 четырехходовых крапа-переключателя, поршневой пневмопривод, блок пневматических усилителей, 5 мембранных запорных клапанов с ручным управлением МЗКР, щит управления и автоматики и обвязка - воздушные и водяные коммуникации.

Для охлаждения воздуха до температуры не выше 20 °С теплообменник питается водой с соответствующими значениями температуры и расхода. В качестве адсорбента (поглотителя влаги) для осушки воздуха в башнях служит силикагель (может применяться также алюмогель).

Каждая башня после переключения работает по следующему циклу: осушка воздуха - 8 час; переключение, регенерация силикагеля - 3 часа; охлаждение силикагеля - 5 час; переключение и т. д.

Установка оснащена щитом с приборами контроля и автоматического управления, которые обеспечивают поддержание необходимых значений параметров и периодичность переключений.

Для подогрева воздуха используется переменный электрический ток 50 Гц, напряжением 380 В. Давление сжатого воздуха на приеме в установку должно быть 0,8-0,9 МПа, температура сжатого воздуха на входе в осушительную башню должна быть не выше 20°, а на выходе не выше 30°.

2.10. Воздухосборники и воздухохранительные емкости

Во время совместной работы компрессорной станции и потребителей в воздухораспределительной сети неизбежно возникают колебания давления. К примеру, при работе поршневых компрессоров, нагнетающих воздух порциями, в пневматической сети образуется пульсирующий поток газа. Колебания давления воздуха в сети могут вызываться также включениями и отключениями от сети крупных потребителей сжатого воздуха (например, воздушных молотов), а также одновременным включением или отключением большого количества пневмоприемников.

Эти явления снижают производительность компрессора и повышают на 1,5-3 % расход электроэнергии, затрачиваемой на сжатие воздуха, а также отрицательно влияют на работу пневмоприемников. Для исключения этого явления применяют воздухосборники (ресиверы), выравнивающие давление и аккумулирующие сжатый воздух, нагнетаемый поршневым компрессором. Кроме того, в воздухосборнике происходит дополнительное улавливание масла и воды из сжатого воздуха, нагнетаемого компрессором.

Воздухосборник представляет собой герметичный сосуд цилиндрической формы горизонтального или вертикального исполнения с эллиптическими (в подавляющем количестве случаем) крышками (рис. 34).

Ресиверы в обязательном порядке **оснащаются**:

- предохранительным клапаном, отрегулированным на предельное давление, превышающее наибольшее рабочее давление воздуха на 10 %; клапан должен помещаться в кожухе и иметь приспособление, позволяющее производить продувку клапана; желательно устанавливать по два предохранительных клапана на каждом воздухосборнике;

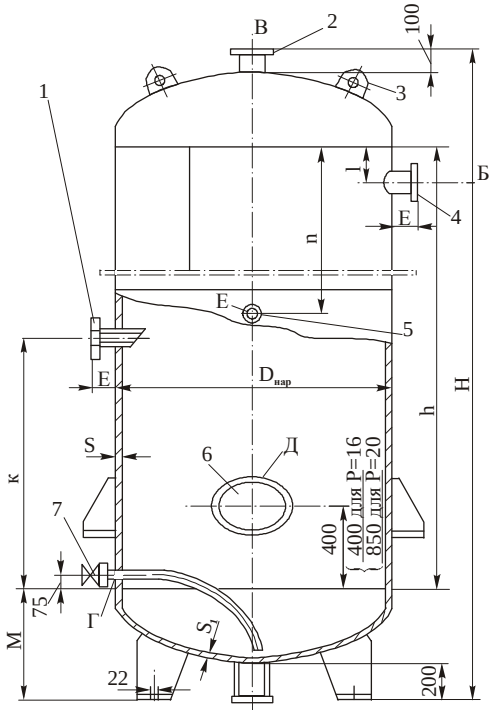


Рис. 34. Воздухосборник:
1 – входной патрубок; 2 - патрубок для предохранительных клапанов; 3 - скоба для грузоподъемного крюка, 4 – выходной патрубок; 5 - патрубок для манометра; 6 - люк-лаз; 7 - вентиль продувки сосуда

- манометром с предельной шкалой, превышающей на 0,2 МПа давление, необходимое для испытания воздухосборника; манометр должен соединяться с 3-ходовым краном, расположенным в месте, удобном для обслуживания и наблюдения; класс точности манометра должен быть не ниже 2,5;
- лазом при внутреннем диаметре воздухосборника более 800 мм или люком при внутреннем диаметре 800 мм и менее; люк или лаз должны позволять производить очистку внутренней поверхности воздухосборника;
- запорным вентилем для отсоединения воздухосборника от воздухопроводной магистрали;
- выпускными приспособлениями - краном, вентилем или конденсатоотводчиком для выпуска масла и воды, а также для продувки воздухосборника;
- легкоплавкой предохранительной пробкой (вверху воздухосборника), которая на случай выхода из строя предохранительного клапана расплавляется от высокой температуры сжатого воздуха и выпускает воздух в атмосферу;
- патрубками для подводящего и отводящего воздухопроводов;
- патрубками для подключения трубопровода к регулятору производительности компрессора;
- одним или двумя резервными патрубками для присоединения временных трубопроводов и термометров при испытании компрессора;
- патрубком в верхнем днище воздухосборника для выпуска взрывной смеси.

В зависимости от давления сжатого воздуха, выходящего из компрессора, воздухосборники выполняются в виде больших цилиндрических сосудов или в виде баллонов, соединяемых в группы (воздухохранительные секции). Воздухосборники для стационарных поршневых компрессоров относятся к сосудам, работающим под давлением, поэтому устройство, освидетельствование, надзор и эксплуатация должны производиться в соответствии с правилами Технического надзора. Воздухосборник собирается из стальных листов с помощью электросварки. На воздухосборнике имеются 5 патрубков и лаз. Для установки воздухосборника на фундамент в его нижнем днище имеются лапы-опоры, а для транспортирования и установки его на фундамент к верхнему днищу приварены скобы (рис. 34).

Основной характеристикой воздухосборника является его гидравлическая емкость. Емкость воздухосборника должна соответствовать максимальному количеству свободного воздуха, подаваемого одним компрессором в сеть за одну минуту. Если два компрессора работают на один воздухосборник, то емкость воздухосборника должна соответствовать производительности двух компрессоров. Необходимую емкость воздухосборника с достаточной точностью определяют по наиболее распространенной эмпирической формуле

$$V = 1,6\sqrt{Q_K}\ , \text{м}^3,$$

где Q_K - максимальная подача воздуха в воздухосборник, $\text{м}^3/\text{мин}$.

Емкость воздухосборника в зависимости от производительности компрессора можно определить также по графику (рис. 35).

В практических условиях обычно ограничиваются применением небольшого числа типовых воздухосборников, указанных в табл. 9.

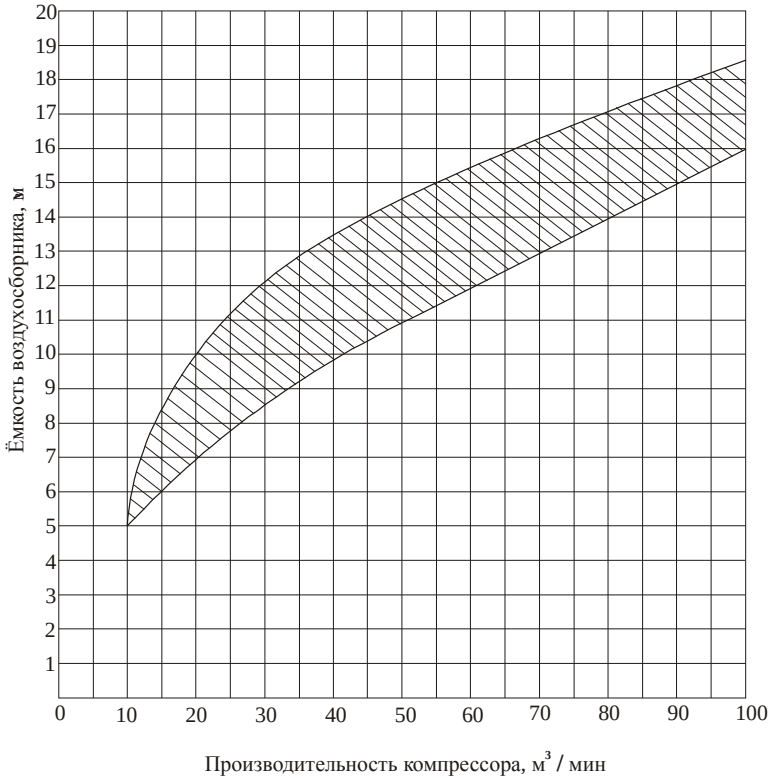


Рис.35. График зависимости емкости воздухосборника от производительности компрессора

Таблица 9

Основные данные воздухосборников, изготавливаемых ООО «ХимБалт» (г. Санкт-Петербург) на давление 0,8 МПа. Материал – сталь 09Г2С

Обозначение	В-0,5	В-1	В-1,6	В-2	В-3,2	В-4	В-5	В-6,3	В-8	В-10	В-16	В-20	В-25
Вместимость, $м^3$	0,5	1,0	1,6	2,0	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	16,0	20,0	25,0
Высота , Н, мм	2140	2380	2305	2905	3250	3855	3030	4565	4515	5615	5510	6960	7150
Диаметр корпуса, Dвн, мм	600	800	1000	1000	1200	1200	1200	1400	1600	1600	2000	2000	2000
Условный D патрубков вх./вых. воздуха, мм	50	65	50	100	80	150	150	200	150	200	200	250	300
Масса воздухосборника, кг	300	380	600	700	900	1000	1200	1400	1900	2600	3100	3900	5300
Цена с НДС, (тыс.руб.)	30	70	85	100	110	120	150	175	200	220	290	350	375

Необходимую емкость воздухосборника определяется не только в зависимости от производительности компрессора, но и от характера нагрузки, работы регулирования и емкости сети воздухопроводов.

Когда расход воздуха в сети постоянный или емкость сети может служить аккумулятором воздуха, основное назначение воздухосборника - служить регулятором поступления количества воздуха из компрессора в сеть. В этом случае из условия необходимости поддержания колебания давления в воздухосборнике в определенных пределах, не выходя за принятую величину колебания давления объем воздухосборника, определяется по формуле академика А. П. Германа:

$$V_{ВС} = \frac{kQ_K}{n\delta}, \text{ м}^3,$$

где Q_K - минимальная производительность компрессора по всасываемому воздуху, м^3/мин;

n - число оборотов вала компрессора в минуту;

k - коэффициент, зависящий от конструкции компрессора: для одноступенчатых компрессоров простого действия k = 0,21; для одноступенчатых компрессоров двойного действия k = 0,087; для двухступенчатых компрессоров простого действия k = 0,147; для двухступенчатых компрессоров двойного действия k = 0,053;

δ - степень неравномерности давления в воздухосборнике, т. е. отношение разности максимального и минимального давлений в воздухосборнике к среднему: рекомендуется принимать в зависимости от производительности компрессора:

0,002..0,003 при производительности до 0,1 $м^3/с$;
0,006..0,007 » » от 0,1 до 0,5 $м^3/с$;
0,004..0,005 » » более 0,5 $м^3/с$.

В том случае, когда расход воздуха в сети изменяется и не совпадает с производительностью компрессора в течение часа, а регулятор давления, установленный на компрессоре, работает путем переключения компрессора на холостой ход или автоматические устройства часто отключают компрессор от сети, объем воздухосборника определяется по эмпирической формуле А. С. Ильичева:

$$V_{ВС} = \frac{0,25\ Q_К T_2}{\Delta p\ i\ T_1}\ , м^3,$$

где $Q_К$ - среднечасовая производительность компрессора, $м^3/мин$;

i - число выключений в час; при регулировании путем ручного переключения компрессора на холостой ход оно принимается равным 60, а при регулировании путем автоматического выключения и включения - равным 10-12;

Δp - разность максимального и минимального давлений в воздухосборнике, которую можно принимать 0,3..0,5 ат;

T_1 - абсолютная температура воздуха, в линии всасывания компрессора, К;

T_2 - абсолютная температура воздуха, поступающего в воздухосборник, К.

В случаях значительного несоответствия между расходом воздуха и производительностью компрессорной установки, когда воздухосборник должен служить не только регулято-

ром давления, но и аккумулятором пневматической энергии, для компенсации в течение определенного времени недостающей производительности компрессора, объем воздухосборника определяют аналогично формуле А. С. Ильичева:

$$V_{ВС} = \frac{0,25\ Q_{ПИК} T_2}{\Delta p\ i\ T_1}\ , м^3,$$

где $Q_{ПИК}$ - пиковое воздухопотребление потребителями за счет аккумулирующей емкости воздухосборника. Оно определяется планированием заштрихованной площади на графике нагрузки (рис.38).

Следует учитывать то, что заниженный объем воздухосборника вызывает значительный шум и резкие колебания воздуха в нем, а частые переключения компрессора с автоматическим регулятором давления на холостой ход ведут к быстрому износу регулирующего устройства.

Объем воздухосборника для нестационарного компрессора принимается в 7—10 раз меньше, чем для стационарного.

Высота стационарного воздухосборника принимается из соотношения

$$H = (2 - 2,7)D\ , м,$$

где D - диаметр воздухосборника, м.

Воздухосборник устанавливается на огороженной площадке вне помещения, в местах, не опасных для прохожих и персонала компрессорной станции. Устанавливать воздухосборники в помещении можно лишь с разрешения технической инспекции и пожарной охраны. Запрещено ставить воздухосборники против окон и дверей помещений.

Ресивер устанавливают на фундаменте за капитальной стеной компрессорной станции на расстоянии не менее 2,5 м

от стены здания компрессорной станции до оси воздухосборника, но не более 25 м от нагнетательного патрубка компрессора. Устанавливать воздухосборник следует в теневой стороне, на расстоянии не менее 10 м от проезжих дорог.

Для уменьшения нагревания воздухосборника от солнечных лучей поверхность окрашивается влагостойкой краской светлого цвета (белый, серый). Горизонтальные воздухосборники защищают навесом.

При очень низких температурах наружного воздуха и высокой температуре сжатого воздуха, выходящего из компрессорной станции, поверхность воздухосборников теплоизолируется негорючими материалами

В районах с жарким климатом производится дополнительное оросительное охлаждение поверхности ресивера.

Воздухосборники целесообразнее устанавливать вертикально, так как в этом случае они занимают меньшую площадь и в них лучше выделяются из воздуха вода и масло. Горизонтальный воздухосборник должен устанавливаться с уклоном 0,003-0,005 в сторону выпускного вентиля.

Выпускной вентиль соединяется продувочными линиями с продувочным баком, откуда скопившаяся жидкость направляется на очистные сооружения. Выпуск проводится не реже трех раз за смену, а так же перед пуском и после остановки компрессора.

В тех случаях, когда компрессорная станция располагается поблизости от таких потребителей, как воздушные молоты, можно ограничиться установкой воздухосборника лишь возле компрессорной станции.

Ввод сжатого воздуха в вертикальный воздухосборник осуществляется в его среднюю часть, а вывод - из верхней части во избежание скопления в верхней части взрывоопасной смеси паров масла и для предотвращения уноса осевшей жидкости со стенок сосуда.

При отсутствии конечного охладителя и специального масловодоотделителя полное отделение масла в воздухосборнике не происходит из-за высокой температуры сжатого воздуха, выходящего из компрессора, при которой часть масла находится в виде пара.

На воздухопроводе, между компрессором и воздухосборником, запрещается установка запорного вентиля, если до него нет предохранительного клапана.

Воздухосборники, не прошедшие гидравлических испытаний, эксплуатировать не разрешается.

Воздухосборник испытывается в следующих случаях:

- после монтажа при вводе в эксплуатацию;
- после реконструкции или ремонта;
- через каждые 6 лет нормальной работы;
- при переводе на более высокое рабочее давление;
- по отдельным предписаниям технической инспекции.

Предприятие должно иметь зарегистрированный в технической инспекции **журнал на каждый воздухосборник**, в котором должны быть:

- чертеж воздухосборника с технической характеристикой;
- акт освидетельствования и гидравлического испытания;
- расчеты воздухосборника на прочность, а также сведения об испытаниях, ремонтах и авариях.

Освидетельствование воздушных аккумуляторов должно производиться не реже:

- одного раза в год - наружный осмотр;
- одного раза в 3 года - внутренний осмотр;
- одного раза в 6 лет - гидравлическое испытание.

Трубопроводы, соединяющие компрессор с воздухосборниками, должны периодически промываться 5-процентным раствором каустической соды и очищаться. После выпуска

раствора из труб их необходимо тщательно промыть водой под давлением. Промывка прекращается при отсутствии в воде щелочи, что определяется с помощью фенолфталеиновой бумажки. Промытые трубопроводы должны быть просушены сжатым воздухом.

На компрессорных станциях, вырабатывающих сжатый воздух давлением свыше 0,8 МПа, в качестве воздухосборных емкостей применяют баллоны, соединяемые часто в секции по 3-9 баллонов в каждой.

Необходимая емкость баллонов определяется в зависимости от рабочей часовой производительности компрессора по эмпирической формуле

$$V_Б = 60000 \frac{Q_{РАБ}}{P_К}, \text{ л},$$

где $Q_{РАБ}$ - рабочая часовая производительность компрессора, $м^3$/мин.

$P_К$ - конечное давление воздуха, выходящего из компрессора, ат.

Если потребители находятся в одном здании со станцией или находятся от нее на расстоянии не более 50 м, то баллоны размещаются в отдельном помещении при компрессорной станции. В случае значительной удаленности потребителей от компрессорной станции большая часть из необходимых по расчету баллонов устанавливается при компрессорной станции, а остальная часть баллонов - в отдельных пристройках, расположенных возле потребителей сжатого воздуха.

Помещение, в котором устанавливаются баллоны для хранения воздуха под давлением, должно быть выделено в от-

дельную одноэтажную пристройку к цеху или компрессорной станции с отдельным входом иметь легко вскрываемое перекрытие или взрывной люк.

2.11. Наполнительные рампы

Не всегда сжатый воздух транспортируется от компрессорной станции до объекта потребления по трубопроводам. В ряде случаев возникает необходимость наполнять сжатым воздухом баллоны и в баллонах подавать его потребителям.

Для наполнения баллонов сжатым воздухом в здании компрессорной станции выделяют помещение, называемое отделением наполнения баллонов. В таком помещении устанавливается наполнительная рампа, общий вид которой приведен на рис.36.

Рампа состоит из двух стальных коллекторов 1 и 5, работающих попеременно. Каждый коллектор рассчитан на одновременное наполнение трех баллонов сжатым воздухом. В то время как на одном из коллекторов происходит наполнение баллонов, на другом коллекторе производится подключение порожних баллонов и подготовка их к наполнению. Баллоны, наполняемые воздухом, должны быть прочно укреплены и плотно присоединены к наполнительной рампе.

Рампа с баллонами должна находиться на расстоянии не менее 1 м от радиаторов отопления и других отопительных приборов.

Наружная поверхность эксплуатируемых баллонов

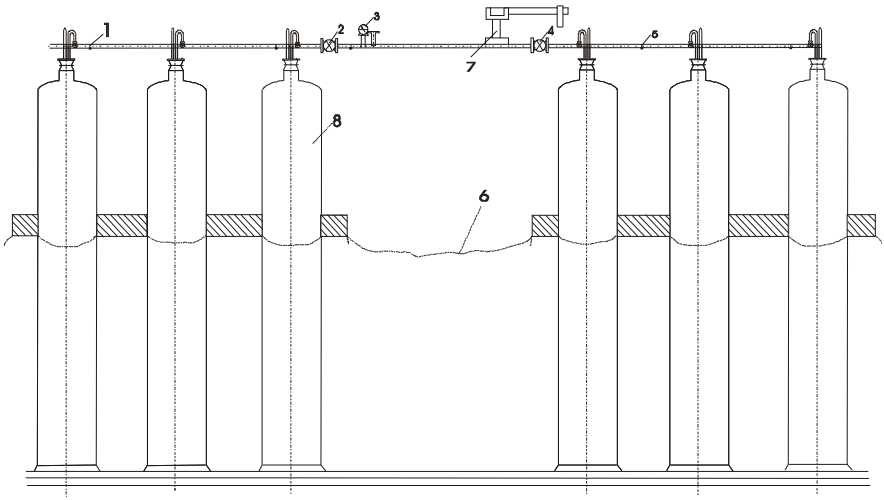


Рис.36. Наполнительная рампа

должна быть окрашена в черный цвет масляной, эмалевой или нитрокраской. На баллонах должны быть надписи белым цветом «Сжатый воздух».

Эксплуатация баллонов должна вестись с соблюдением «Правил устройства, обслуживания и освидетельствования баллонов».

2.12. Система продувки

Система продувки служит для удаления масла и воды из масловодоотделителей и ресиверов. Каждый масловодоотделитель и ресивер соединен через свою продувочную линию с продувочным баком. При открытии вентиля на продувочной линии вода и масло под давлением действующего на них газа вытекают в продувочный бак.

Продувку производят периодически по мере накопления воды и масла. Газ, поступающий вместе с жидкостью в продувочный бак, выводится из него по трубе, которую у воздушных компрессоров сообщают с атмосферой, а у газовых - с всасывающей магистралью первой ступени. Продувочный бак снабжают смотровыми стеклами и сливным краном, В компрессорах для взрывоопасных и токсичных газов на трубе слива из продувочного бака предусматривают гидрозатвор, исключающий опасность прорыва газа в помещение после опорожнения бака,

Для удобства обслуживания все продувочные вентили располагают в машинном зале на щите управления. Помимо продувочного вентиля, на каждой линии устанавливают еще запорный, которым пользуются в случае неисправности продувочного. В случае их отсутствия продувка сопряжена с большой потерей сжатого газа, составляющей в среднем у многоступенчатых компрессоров до 2 % от их производительности,

Для периодического выпуска влаги из масловодоотделителей и ресиверов рекомендуется применять конденсацион-

ные горшки или другие автоматически действующие устройства.

Продувочные трубопроводы на участках до продувочных вентилей находятся под давлением газа соответствующей ступени и должны быть на него рассчитаны. Участки трубопроводов за продувочными вентилями при достаточном увеличении проходного сечения не подвержены значительному давлению и могут быть изготовлены из газовых труб с соединением на нормальных фитингах.

3. НАГРУЗКИ НА КОМПРЕССОРНУЮ СТАНЦИЮ И МЕТОДЫ ИХ РАСЧЕТА

3.1. Общие понятия

Нагрузкой на компрессорную станцию Q называется количество воздуха, необходимое пневмоприемникам (с учетом потерь), соответствующее производительности компрессоров в рассматриваемый промежуток времени, т. е.

$$Q = Q_П + q = Q_К, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $Q_П$ - количество воздуха, полезно расходуемое пневмоприемниками в единицу времени, $\text{м}^3/\text{с}$;

q - количественные потери воздуха при выработке, транспортировке и потреблении сжатого воздуха в соединениях трубопроводов с арматурой, в гибких шлангах, а также из-за утечек при продувках сосудов и у неработающих пневмоприемников, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_К$ - суммарная выработка сжатого воздуха установленными компрессорами, $\text{м}^3/\text{с}$.

Нагрузка на компрессорную станцию может быть неполной $Q \le Q_К$; средней $0,5Q_К \le Q \le 0,75Q_К$ и максимальной.

Максимальную нагрузку на компрессорную станцию условно разделяют на максимальную длительную и максимальную возможную нагрузку: $Q_К > Q > 0,75Q_К$ - максимальная длительная нагрузка; $Q = Q_К$ - максимальная возможная нагрузка.

Максимальная длительная нагрузка длится 20-30 минут и покрывается на 75-90 % всеми работающими компрессо-

рами, за исключением находящихся в резерве или в планово-предупредительном ремонте. Для покрытия **максимальной возможной** нагрузки включают в работу все, даже резервные компрессорные агрегаты.

Средняя, максимальная длительная и максимальная возможная нагрузки па компрессорную станцию позволяют определить: установленную, рабочую и резервную производительности компрессорной станции; расходы электрической или другого вида энергии для получения сжатого воздуха, воды и вспомогательных материалов при производстве сжатого воздуха; диаметры внутрицеховых и межцеховых трубопроводов сжатого воздуха; стоимость 1 $м^3$ сжатого воздуха.

3.2.Определение нагрузок на компрессорную станцию

Определение нагрузки на компрессорную станцию производится укрупненным или расчетным методами. Укрупненный метод основан на применении средних норм удельных расходов сжатого воздуха на единицу продукции или на каждую из операций обслуживаемого процесса. Средние удельные нормы устанавливаются опытным путем и с течением времени пересматриваются в сторону снижения.

По укрупненному методу **суммарный годовой расход** воздуха определяется по формуле

$$Q_Г = \alpha A_Г, \text{ м}^3/\text{год},$$

где α - средний удельный расход воздуха на единицу продукции (или на обслуживаемый процесс);

$A_Г$ - годовой выпуск продукции в соответствующих единицах (или же общее годовое число часов обслуживания процесса).

Отсюда **средняя нагрузка** в рабочую часть года определяется по формуле

$$Q_{СР} = \frac{Q_Г}{\tau_{РАБ.Г}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\tau_{РАБ.Г}$ - часть года в часах, соответствующая времени потребления сжатого воздуха.

При выполнении проектного задания или реконструкции действующего предприятия среднюю и максимальную нагрузки на компрессорную станцию следует определять, пользуясь расчетным методом. Это метод используется, когда известны типы и количество пневмоприемников и их можно разделить на два вида: пневмоинструменты (кратковременный режим работы) и пневмооборудование (длительный режим работы).

По расчетному методу **средняя расчетная нагрузка** на компрессорную станцию определяется по формуле

$$Q_{СР} = Q_{СР.ИНСТР.} + Q_{СР.ОБОР.}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $Q_{СР.ИНСТР.}$ - средний расход воздуха однотипной группой пневмоинструментов, определяемый по формуле

$$Q_{СР.ИНСТР.} = n_{ИНСТР.} q_{ИНСТР.} K_{СПР.} = n_{ИНСТР.} q_{ИНСТР.} K_{ЗАГР} K_{ОДН} K_{ИЗН} K_{УТ}, \text{ м}^3/\text{с},$$

$Q_{СР.ОБОР.}$ - средний расход воздуха однотипной группой пневмооборудования, определяемый по формуле

$$Q_{СР.ОБОР.} = n_{ОБОР} q_{ОБОР} K_{ИСП} K_{ИЗН} K_{УТ}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $n_{ИНСТР}$ и $n_{ОБОР}$ - соответственно количество однотипных групп пневмоинструментов и пневмооборудования;

$q_{ИНСТР}$ и $q_{ОБОР}$ - номинальные расходы воздуха, отнесенные к условиям всасывания компрессором, соответственно одним пневмоприемником и одной единицей пневмооборудования при непрерывной работе в единицу времени;

$K_{СПР}$ - коэффициент спроса, учитывающий загрузку пневмоинструмента, одновременность работы группы однотипных пневмоинструментов, непроизводительные потери воздуха за счет износа пневмоинструментов, а также потери воздуха за счет утечек в соединениях трубопроводов, арматуры и в шлангах. Коэффициент спроса может быть определен по графикам (рис. 37). Кривая коэффициента спроса составлена по данным расходов воздуха на судостроительных заводах. Отношение действительно расходуемого воздуха $Q^{Д}_{РАСХ}$ к полезно затраченному воздуху $Q^{П}_{ЗАТР}$ составляет 1,33. Коэффициент спроса тем меньше, чем больше однотипных групп пневмоинструментов с кратковременным режимом работы подключено к пневмосети, питающейся от компрессорной станции;

$K_{ЗАГР}$ - коэффициент загрузки показывает, какую часть от максимальной возможной загрузки составляет данная загрузка приемника с длительным режимом работы. На небольших производствах $K_{ЗАГР} = 0,5 - 0,7$;

$K_{ОДН}$ - коэффициент одновременности работы однотипных пневмоприемников показывает, какая часть всех установленных приемников находится в работе. Коэффициент одновременности может быть принят по табл. 10;

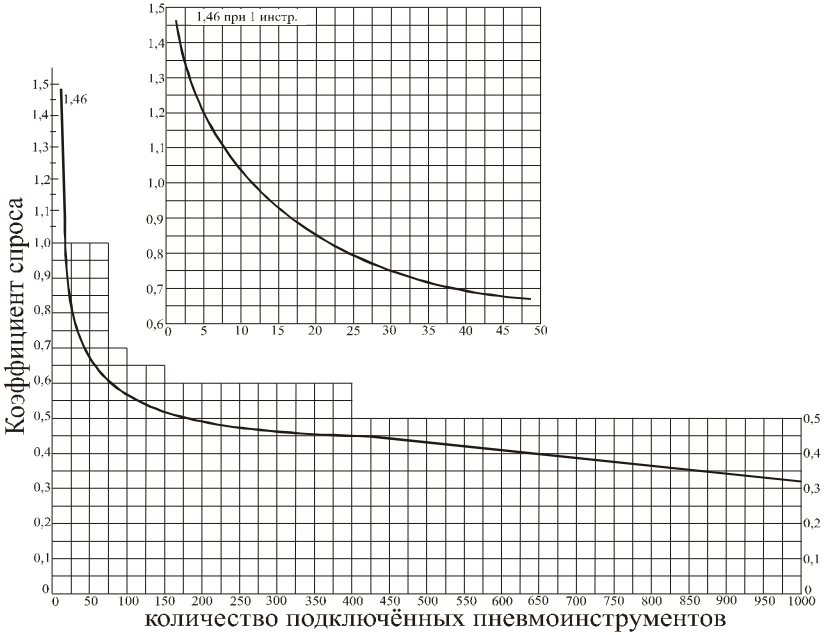


Рис 37. График зависимости коэффициента спроса от количества пневмоинструментов

$K_{ИЗН}$ - коэффициент, учитывающий увеличение паспортного удельного расхода воздуха пневмоинструментом вследствие его износа. Допускается работа пневмоинструментов, имеющих $K_{ИЗН} = 1,1-1,15$ и пневмооборудования, имеющего $K_{ИЗН} = 1,5-1,8$;

$K_{УТ}$ - коэффициент, учитывающий утечки воздуха в магистральных и внутрицеховых воздухопроводах, арматуре и у работающих пневмоприемников, а также при продувках сосудов. Обычно $K_{УТ} = 1,2-1,25$;

$K_{ИСП}$ - коэффициент использования пневмооборудования определяется по формуле

$$K_{ИСП} = \frac{t}{T},$$

где t - время (в часах) за смену, в течение которой расходуется воздух пневмооборудованием;

T - продолжительность (в часах) одной смены.

Коэффициент использования можно принимать по табл. 11.

Таблица 10

Зависимость коэффициента одновременности от количества работающих пневмоинструментов, подключенных к компрессорной установке

Количество воздухоприемников	2	3	4	5	6	7	8	10	12	15	20	30	50
Коэффициент одновременности	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8	0,77	0,75	0,7	0,67	0,6	0,58	0,5	0,5

Коэффициент использования пневмоприемника, принимаемый при расчете расхода воздуха, отличается от коэффициента использования, который принимается при расчете (выборе) оборудования или инструмента. Отличие их заключается в том, что под временем работы пневмоприемника за смену понимают время всех технологических операций, выполняемых этим пневмоприемником, в том числе вспомогательных, не считаясь с тем, что только часть операций происходит с расходом воздуха. Отсюда $K_{ИСП}$ для расчетов расхода воздуха меньше $K_{ИСП}$, принимаемого при выборе пневмоприемника. Коэффициенты использования в каждом отдельном случае могут быть различными, в зависимости от режима работы пнев-

моприемника и условий производства (индивидуальное, серийное или массовое).

Таблица 11

Значения коэффициентов использования пневмоприемников

Наименование пневмоприемника	$К_{исп}$
Прессы для клепки	0,3-0,5
Зубила (рубильные молотки)	0,2-0,4
Трамбовки	0,2-0,4
Вибраторы	0,3-0,5
Сопла для перемешивания жидкостей	0,6-0,8
Пескоструйные камеры	0,6-0,8
Краскораспылители	0,6-0,8
Молоты свободной ковки	0,35-0,55
Молоты штамповочные	0,45-0,65
Прессы	0,55-0,75
Дрели	0,1-0,2
Молотки	0,06-0,14
Обдувочные сопла	0,08-0,2
Пневмоподъемники	0,02-0,06
Пневмопатроны	0,02-0,08
Формовочные машины	0,1-0,2

Следует учитывать, что коэффициент использования $К_{исп}$ и коэффициент одновременности $К_{одн}$ это разные понятия. Коэффициент использования показывает степень использования одного пневмоприемника в течение длительного отрезка времени, например не менее одного часа, а коэффициент одновременности показывает степень одновременного участия в расходе воздуха группы однотипных пневмоприемников в течение какого-то минимального отрезка времени (для пневмоприемников - в течение одной минуты).

Коэффициентом нагрузки $K_{НАГР}$ называется отношение расхода воздуха при работе оборудования в условиях неполной загрузки к его расходу при работе с номинальной мощностью, т. е;

$$K_{НАГР} = \frac{Q_{НЕП}}{Q_{НОМ}} \leq 1.$$

На некоторых предприятиях имеют место односменное, сезонное или кратковременное увеличение расхода воздуха за счет включения или одновременной работы крупных потребителей сжатого воздуха. Это увеличение расхода воздуха создает максимальный расход воздуха, т. е. максимальную нагрузку на компрессорную станцию, которая определяется по формуле

$$Q_{МАХ} = K_{МАХ} Q_{СР.РАСЧ.}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $K_{МАХ}$ - коэффициент максимума, который принимается равным 1,2-1,5 в зависимости от характера нагрузки, возможного одновременного включения в работу большого количества пневмоприемников или перераспределения загрузки смен. Большие значения $K_{МАХ}$ относятся к меньшему количеству потребителей с большими расходами воздуха при сравнительно редком включении.

По максимальному расходу воздуха $K_{МАХ}$ определяют диаметры трубопроводов сжатого воздуха и максимальную длительную нагрузку на компрессорную станцию, которая лежит в основе расчета и выбора компрессоров для компрессорной станции.

Максимальная длительная нагрузка на компрессорную станцию определяется по формуле

$$Q_{МД} = \beta \sum_{1}^{N} Q_{MAX}$$

где β - коэффициент неодновременности, учитывающий несовпадение во времени слагаемых максимальных нагрузок; в зависимости от состава и числа групп пневмоприемников с неодинаковыми режимами работы он может иметь различные значения (в среднем β $0,85 - 0,95$ и с увеличением числа разных групп уменьшается);

$\sum_{1}^{N} Q_{MAX}$ - сумма максимальных расходов воздуха всеми потребителями, питающимися сжатым воздухом от компрессорной станции в рассматриваемую единицу времени.

3.3. Графики нагрузок на компрессорную станцию

Изменения нагрузок на компрессорную станцию можно изобразить графиком потребления сжатого воздуха, который будет показывать степень использования работающих компрессорных установок в определенные отрезки времени.

На рис. 38 представлен суточный график нагрузки на компрессорную станцию машиностроительного завода, на котором основными потребителями сжатого воздуха являются пневмоинструменты. На компрессорной станции установлены 4 компрессора номинальной производительностью по 0,33 $м^3/с$ каждый. Один из компрессоров резервный. Во вторую смену

потребление сжатого воздуха составляет 60-65 % от расхода в первую смену.

При работе трех компрессоров в 1-ю смену и при работе двух компрессоров во 2-ю смену пиковые нагрузки $Q'_{ПИК}$ и $Q''_{ПИК}$, соответствующие максимальным расходам, обеспечиваются воздухом за счет объемов воздухосборников и емкости сети воздухопроводов.

График показывает, что потребление сжатого воздуха в течение суток происходит неравномерно. Площадь, ограниченная осью абсцисс, кривой графика и крайними ординатами, соответствует количеству сжатого воздуха, выработанного компрессорной станцией за определенный промежуток времени. Из графика видно, что даже когда пневмоприемники завода не работают, (например с 3 до 7 часов утра по графику) расход воздуха продолжается ввиду утечек через неплотности в местах соединения внешней сети с пневмоприемниками и утечек в механизмах самих потребителей сжатого воздуха, независимо от состояния потребителя. Расходы воздуха в нерабочие часы покрываются за счет воздуха, находящегося в воздухопроводах и воздухосборниках. Во время работы пневмоприемников утечки воздуха увеличиваются и составляют 15-30 % от средней нагрузки на компрессорную станцию. Суточный график показывает, в какое время суток будут «пики» нагрузок. Это дает возможность подготовить оборудование к покрытию максимальных расходов. Кроме того, суточный график нагрузки на компрессорную станцию, на котором указаны величины давления в воздухопроводе на выходе из воздухосборников, позволяет внедрить автоматизацию включения и выключения компрессоров.

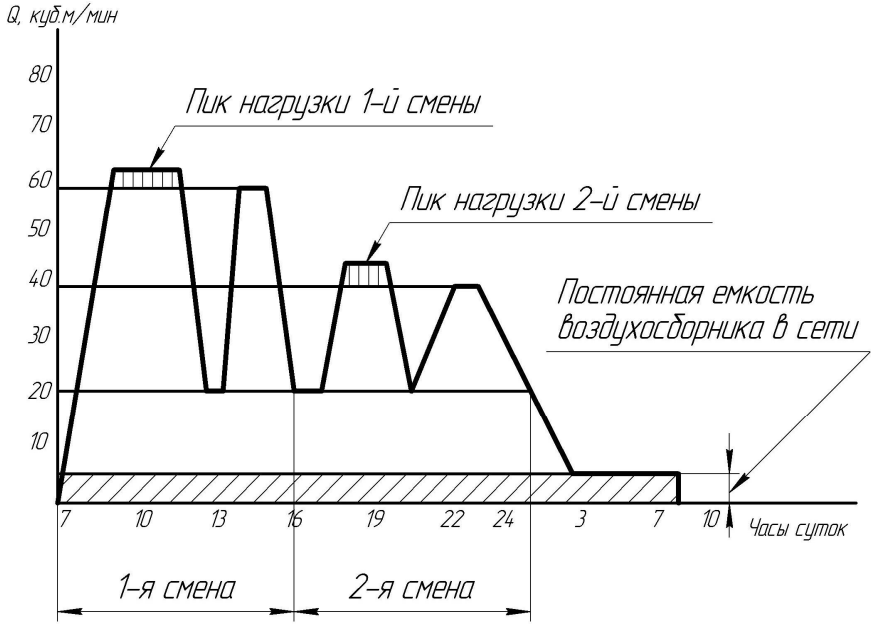


Рис. 38. Суточный график нагрузки на компрессорную станцию машиностроительного завода, работающего в две смены.

График нагрузки можно строить для месяца, сезона и года. Годовой график нагрузки позволяет судить о том, когда удобнее всего в течение года производить на данном предприятии профилактические осмотры и ремонты оборудования.

График нагрузки компрессорной станции дает возможность судить об экономичности работы компрессорной станции, т. е. о степени использования установленной мощности (установленной производительности компрессорной станции).

Степень использования установленной мощности выражается коэффициентом использования установленной мощности μ.

Коэффициентом использования установленной мощности компрессорной станции называется отношение количества воздуха, фактически выработанного за определенный промежуток времени, к тому количеству воздуха, которое могла бы выработать компрессорная станция, работая в течение всего этого времени с постоянной нагрузкой, равной ее установленной мощности (без резерва), т. е. рабочей производительности станции.

Коэффициент использования установленной мощности для компрессорной станции можно определить по формуле

$$\mu = \frac{Q_{ФАКТ}}{Q_{УСТ} - Q_{РЕЗ}}$$

где $Q_{ФАКТ}$ - количество воздуха, выработанное компрессорной станцией за сутки, месяц или год, равное средней нагрузке станции, $м^3/с$;

$Q_{УСТ}$ - установленная производительность компрессорной станции, $м^3/с$;

$Q_{РЕЗ}$ - производительность резервных компрессорных установок, $м^3/с$.

Эксплуатация компрессорной станции должна быть организована так, чтобы компрессоры работали с полной нагрузкой. Работа не полностью загруженного компрессора увеличивает удельный расход электроэнергии. При наличии на компрессорной станции различных по производительности компрессорных агрегатов необходимо распределять нагрузку между ними так, чтобы все одновременно работающие компрессоры были полностью загружены. Для каждой компрессорной

станции должен быть разработан график работы компрессоров, обеспечивающий минимальный удельный расход электроэнергии компрессорной станцией. В основу графика должны быть положены наиболее экономичные компрессорные установки, вырабатывающие максимально возможное количество воздуха.

С целью экономии электроэнергии, а также для составления графика проведения ремонтных и профилактических работ необходимо для каждой компрессорной станции разрабатывать различные комбинации совместной работы компрессоров, определяя для каждой комбинации суммарные удельные расходы электроэнергии при разных нагрузках.

На работу компрессорной станции в значительной мере влияет правильный выбор необходимого давления воздуха у потребителей во всей сети и на отдельных ее участках. Давление сжатого воздуха, должно соответствовать давлению, которое необходимо пневмоприемникам.

Эксплуатация компрессорных установок, подающих сжатый воздух пневмоприемникам с давлением ниже необходимого, приводит к потере производительности пневмоприемников, а подающих сжатый воздух пневмоприемникам с давлением значительно выше необходимого приводит к бесполезной затрате энергии. Так, например, повышение давления на 1 % увеличивает перерасход электроэнергии на 0,5 %. Давление воздуха при выходе его из компрессора должно быть выше необходимого только на величину потерь давления в арматуре, воздухопроводах и вспомогательном оборудовании.

Потери давления воздуха, движущегося по воздухопроводу, пропорциональны длинам отдельных участков трубопроводов, при этом принято считать удельные расчетные потери давления на единицу длины трубопровода одинаковыми для различных участков трубопроводов. Учитывая, что расход воздуха потребителями и потери в сетях можно принять при-

близительно прямо пропорциональными давлению воздуха, следует везде, где это не отражается на производстве, снижать давление расходуемого воздуха.

Каждая компрессорная станция должна иметь характеристику требуемого давления сжатого воздуха в функции от подачи (производительности компрессоров) с учетом воздушной сети трубопроводов и типов пневмоприемников.

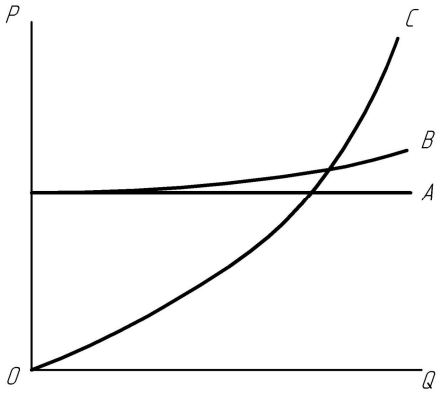


Рис. 39. График давлений сжатого воздуха в зависимости от его расхода в пневмосети

На рис. 39 оказаны характеристики необходимого давления сжатого воздуха для разных случаев воздухоснабжения. Линия А изображает противодавление в сети трубопроводов при расположении пневмоприемников, требующих постоянного давления сжатого воздуха, в непосредственной близости от компрессорной станции. Линия В относится к наиболее распространенному случаю переменного противодавления, обусловленного одновременно воздушной сетью и пневмоприемниками, требующими постоянного давления сжатого воздуха. Линия С соответствует случаю очень протяженной воз-

душной сети, когда давление сжатого воздуха практически целиком расходуется на преодоление сопротивления самой сети.

3.4. Расчет производительности компрессорной станции и выбор количества устанавливаемых компрессоров

Производительность компрессорной станции бывает установленной, рабочей и резервной.

Установленная производительность компрессорной станции представляет собой сумму номинальных производительностей всех компрессоров, установленных на станции, включая резервные:

$$Q_{УСТ} = \sum_{1}^{n} Q_{К_i} = \quad Q_{РАБ} + Q_{РЕЗ}$$

где $Q_{К_i}$ - номинальная производительность компрессора по всасываемому воздуху, $м^3/с$ или $м^3/мин$, обычно указывается в паспорте компрессора;

$Q_{РАБ}$ - рабочая производительность компрессорной станции, равная максимальной длительной нагрузке на станцию $Q_{МД}$;

$Q_{РЕЗ}$ - производительность компрессоров, находящихся в резерве. Таким образом, принимая в расчетах $Q_{РАБ} = Q_{МД}$, получим

$$Q_{УСТ} = Q_{МД} + Q_{РЕЗ}$$

Расчет установленной производительности компрессорной станции сводится к определению:

- максимальной длительной нагрузки на компрессорную станцию;
- производительности и количества компрессоров, устанавливаемых в компрессорной станции;
- типов устанавливаемых компрессоров.

Установленную производительность компрессорной станции следует принимать такой, чтобы работающие компрессоры покрывали максимальную длительную нагрузку не менее чем на 75-90 %, т. е.

$$\eta = \frac{Q_{УСТ} - Q_К}{Q_{МД}} * 100 = 75 - 90\ \%,$$

где η - покрытие максимальной нагрузки на компрессорную станцию при выходе из строя наибольшего по производительности компрессора, %;

$Q_{УСТ}$ - сумма номинальных производительностей всех компрессоров, установленных в компрессорной станции, $м^3/с$;

$Q_К$ - производительность наибольшего компрессора, подлежащего ремонту или находящегося в резерве, $м^3/с$;

$Q_{МД}$ - максимальная длительная нагрузка на компрессорную станцию, $м^3/с$.

Установленную производительность компрессорной станции определяют, задавшись единичной производительностью, количеством и типом компрессоров. Если принять, что единичные производительности устанавливаемых на станции компрессоров одинаковы, то **число рабочих машин** определяется по формуле

$$m = \frac{Q_{МД}}{Q_К}, \text{ шт.}$$

При нагрузках, для которых получается дробное число рабочих машин, необходимо руководствоваться следующим правилом: если дробная часть m меньше 0,5, то к машинам данной марки дополнительно устанавливается одна машина меньшей производительности; в случаях, когда дробная часть больше 0,5, то все компрессоры принимаются одинаковой производительности, и число машин следует брать ближайшее большее.

Производительность резервного компрессора определяют после того как выбраны типы и производительности рабочих компрессоров; при этом необходимо, чтобы производительность резервного компрессора была равна производительности самого мощного.

При неоднотипном оборудовании, особенно разных по производительности компрессоров, желательно в компрессорной станции иметь в качестве резервных агрегатов по одному агрегату каждого типа. Однако во всех случаях нужно учитывать изменение нагрузки по сменам, перспективы роста нагрузок, дефицитность определенных марок компрессоров и характер предприятия, на котором сооружается компрессорная станция, с тем, чтобы не создавать лишний резерв оборудования. Количество резервных агрегатов компрессорной станции влияет на капитальные и эксплуатационные расходы. Особенно величина резерва влияет на расходы по оплате установленной электрической мощности компрессорной станции и на себестоимость сжатого воздуха. Количество резервных компрессорных агрегатов желательно иметь такое, чтобы обеспечивалась возможность планово-предупредительного ремонта ком-

прессоров без уменьшения рабочей производительности станции.

При необходимости иметь на компрессорной станции 100-процентный резерв, число установленных на станции компрессоров должно быть равно

$$m = \frac{Q_{МД}}{Q_К} + 1, \text{ шт.}$$

При таком резервировании при выходе из строя одного компрессора потребители обеспечиваются сжатым воздухом полностью.

Тип компрессора (поршневой, ротационный или турбокомпрессор) принимают исходя из производительности выпускаемых промышленностью компрессоров с учетом рекомендаций, изложенных в главе 1.

4. КОМПОНОВКА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

4.1. Общие сведения

Компоновкой компрессорной станции называется взаимное расположение ее сооружений на отведенной площадке, а также взаимное расположение производственных и бытовых помещений в главном здании компрессорной станции и расположение в них основного и вспомогательного оборудования компрессорных установок.

При выполнении компоновки компрессорной станции необходимо:

- соблюдать, при наименьшей стоимости строительства, надежность, безопасность и удобство обслуживания оборудования, как в нормальных, так и в аварийных условиях при наименьшем количестве обслуживающего персонала и максимальном использовании средств автоматизации;
- компактно располагать оборудование и помещения, что приведет к сокращению площадей и объемов помещений, а также длин коммуникаций (трубопроводов, электрокабелей и пр.);
- выделять взрывоопасное и пожароопасное оборудование и материалы в отдельные помещения, отвечающие специальным условиям и нормам;
- предусматривать защиту строительных конструкций здания от действия вибрационных колебаний при работе оборудования, создающего эти колебания;
- предусматривать возможность последующей замены малопроизводительного или морально устаревшего оборудования на новое без коренной реконструкции здания; предусматривать возможность расширения и увеличения мощности компрессорной станции без на-

рушения эксплуатации оборудования во время выполнения работ по реконструкции.

- соблюдать требования правил техники безопасности и охраны труда, санитарных и строительных норм, технических условий и правил проектирования промышленных предприятий, а также противопожарных правил.

Компоновка компрессорной станции должна выполняться главным образом с учетом возможных минимальных первоначальных затрат и минимальных ежегодных издержек на эксплуатацию компрессорных установок, то есть по минимуму годовых приведенных затрат.

4.2. Состав сооружений и выбор варианта компоновки компрессорной станции

К сооружениям компрессорной станции относятся: главное здание, воздухосборники или другие группы воздухохранительных емкостей, водоснабжающие и водоохлаждающие устройства (насосная станция, напорная башня, градирня, бассейн и т. п.), отдельно стоящие или пристраиваемые воздухозаборные устройства (воздухоприемники, воздухозаборные шахты, фильткамеры) различные колодцы, лестницы и площадки обслуживания оборудования и арматуры, а также трансформаторные подстанции.

В каждом отдельном случае состав основных частей главного здания и вспомогательных сооружений компрессорной станции различен и зависит от установленной производительности компрессорной станции, места расположения ее на площадке предприятия, принятых схем водоснабжения, электроснабжения, теплоснабжения, а также от того, будет ли машинный зал компрессорной станции построен в виде отдельно стоящего здания в комплексе других сооружений или он будет примыкать к другому производственному корпусу.

Состав сооружений компрессорной станции оказывает прямое влияние на ее компоновку.

Процесс проектирования компрессорной станции включает в себя следующие операции:

- определение состава сооружений компрессорной станции;
- определение необходимых теоретических размеров площадей и объемов помещений для размещения в них оборудования соответственно технологической схеме получения сжатого воздуха;
- выбор варианта компоновки отдельных сооружений и основных частей главного здания компрессорной станции;
- компоновка производственного оборудования и обслуживающих его устройств;
- компоновка служебных и бытовых помещений станции и устройств с целью создания нормальных санитарно-гигиенических и других условий для работающих.

За основу компоновки компрессорной станции берется технологическая схема получения сжатого воздуха, типы, габариты и особенности конструкций принятых компрессоров, их приводов и вспомогательного оборудования, типы грузоподъемных устройств и принятые размеры машинного зала. В больших компрессорных станциях на ее компоновку оказывают влияние принятая схема вентиляции машинного зала и необходимость устройства отдельных вентиляционных помещений (венткамер).

Компоновка компрессорной станции должна производиться в увязке взаимного расположения сооружений и оборудования со строительными конструкциями и внутристанционными коммуникациями.

Некоторые вопросы компоновки, а именно окончательную планировку и выбор архитектурно-конструктивного решения сооружений компрессорной станции, необходимо рассматривать одновременно с вопросами выбора и компоновки оборудования собственно компрессорной станции.

Расположение производственных и вспомогательных помещений с окончательными размерами площадей и высот помещений определяется после распределения оборудования по своему назначению и характеру эксплуатации по помещениям главного здания. При этом учитывается предварительная планировка основных сооружений компрессорной станции, а также главные решения строительной части здания. Затем производится уточнение предварительно произведенной компоновки оборудования с привязками фундаментов оборудования к разбивочным осям здания или строительным конструкциям (стенам, колоннам и т. п.).

Обычно компрессорные станции сооружаются отдельно стоящими зданиями, так как при этом удовлетворяется большинство требований, предъявляемых к строительству и эксплуатации компрессорных станций. В отдельных случаях допускается блокирование компрессорной станции с другими производственными помещениями в одном корпусе при условии выполнения упомянутых выше требований, предъявляемых к компоновкам и эксплуатации основного и вспомогательного оборудования, а также требований санитарных норм и правил безопасности. Блокирование компрессорной станции с другими производственными помещениями возможно, если шум и вибрация, создающиеся компрессорными установками, не будут помехой производственным процессам, имеющим место в помещениях, к которым пристраивается машинный зал компрессорной станции, и по условиям взрывоопасности такое блокирование допускается.

Пристраиваемая компрессорная станция должна обязательно иметь не менее двух свободных стен, одна из которых - торец расширения, а другая - светлая сторона с оконными проемами требуемой площади.

Выбор наивыгоднейшего варианта компоновки компрессорной станции производится при одновременном учете всех или большинства главных условий, для которых создается компрессорная станция, и удовлетворении требований, которые предъявляются нормами проектирования и правилами эксплуатации.

Выбрать вариант вновь проектируемой компрессорной станции в основном бывает легче, чем разработать проект реконструкции действующей компрессорной станции. В последнем случае варианты обусловливаются существующим месторасположением компрессорной станции, имеющимися сооружениями и эксплуатируемым оборудованием. При компоновке реконструируемой компрессорной станции не всегда удается соблюсти все требования, предъявляемые к компоновкам. При разработке проекта новой компрессорной станции есть возможность принять типовой проект или выбрать наилучший вариант компоновки.

На рис. 40 приведены наиболее часто встречающиеся варианты компоновок основных сооружений компрессорной станции.

Наиболее желательной считается сомкнутая компоновка (рис. 40, а). Все основные части главного здания непосредственно примыкают друг к другу, что способствует сокращению стоимости строительства и созданию хороших условий эксплуатации. Вариант полусомкнутой компоновки (рис 40, б) чаще всего является вынужденным: например, когда машинный зал компрессорной станции почему-либо нельзя пристроить к существующей трансформаторной подстанции или к насосной станции оборотного водоснабжения.

Этот вариант с отдельно стоящими воздухохранительными емкостями создают иногда специально, например, когда требуется, чтобы воздухохранительные емкости находились ближе к основному потребителю сжатого воздуха (у воздушных молотов, испытательных стендов и т. п.).

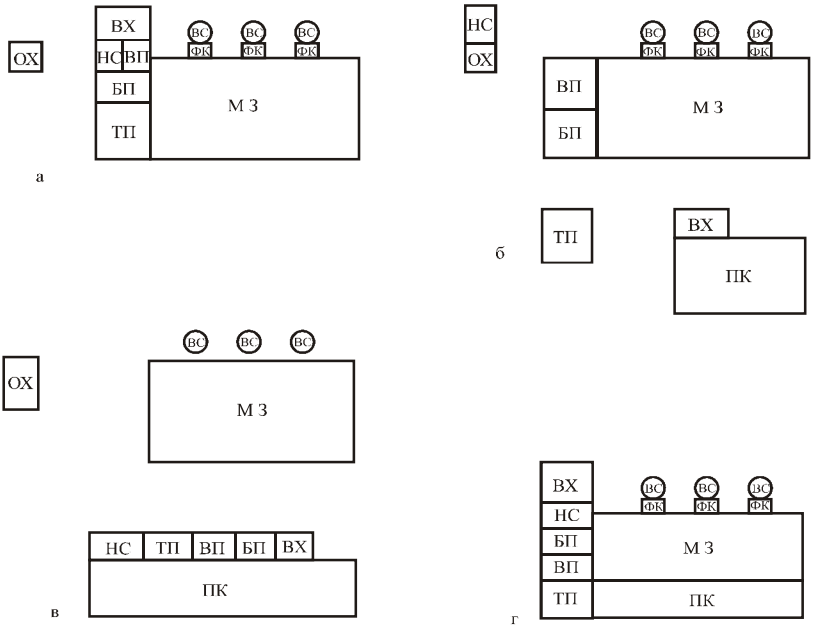


Рис. 40. Варианты компоновок основных сооружений компрессорной станции:

а - сомкнутая компоновка; б - полусомкнутая компоновка; в - разомкнутая компоновка; г - сблокированная компоновка.

МЗ - машинный зал; ФК - фильтркамера: ВС - воздухосборник; ВХ - воздухохранительные емкости; НС - насосная станция; ОХ - охлаждающее устройство; ВП - вспомогательные помещения; БП — бытовые помещения; ТП - трансформаторная подстанция; ПК - производственный корпус

Вариант разомкнутой компоновки (рис. 40, в) является также чаще всего вынужденным и применяется в тех случаях, когда вблизи имеющегося производственного корпуса требуется и можно построить машинный зал компрессорной станции с воздухосборниками и фильтркамерой только в отдельном здании. Устройство дальнего забора атмосферного воздуха (фильтркамеры) осуществляется, когда вблизи компрессорной станции производственный корпус выделяет газы, попадание которых в компрессор может вызвать взрыв.

Вариант сблокированной компоновки (рис. 40, г) приемлем только в отдельных случаях, так как имеет много отрицательных факторов. Например, в машинном зале компрессорной станции и в производственном корпусе, к которому пристраивается машинный зал, уменьшается естественная освещенность, ухудшается взаимное расположение оборудования. Поскольку при таком варианте очень усложняются коммуникации, часто приходится отказываться от агрегатной схемы производства сжатого воздуха, от установки более экономичного оборудования и т. п.

После компоновки сооружений компрессорной станции, производят предварительную компоновку машинного зала и других помещений главного здания компрессорной станции; при этом определяют размеры машинного зала, размеры и форму главного здания компрессорной станции.

4.3. Машинный зал

Машинный зал является важнейшей частью здания компрессорной станции и занимает наибольшую его площадь. К машинному залу обычно примыкают: фильтркамеры, помещение промывки фильтров и зарядки их маслом, ремонтная мастерская, кладовая масел, кладовая вспомогательных мате-

риалов, помещение электрораспределительных устройств, трансформаторная подстанция, помещения воздухохранительных емкостей, насосной станции водоснабжения и бытовые помещения.

В машинном зале устанавливаются компрессоры с их приводами, конечные охладители сжатого воздуха, небольшие по емкости масловодоотделители, фильтры, а также другое вспомогательное оборудование, размещение которого в машинном зале допускается правилами техники безопасности и противопожарными нормами.

Как правило, машинный зал компрессорной станции должен располагаться в одноэтажном огнестойком помещении, изолированном от других производственных помещений огнестойкими прочными стенами, могущими защитить другие помещения в случаях взрыва или пожара.

Помещение для машинного зала должно быть просторным, теплым, светлым, сухим, чистым и хорошо вентилируемым. Площадь машинного зала должна позволять производство монтажных, профилактических и ремонтных работ оборудования без нарушения нормальной работы компрессорной станции.

Оборудование машинного зала должно размещаться так, чтобы обеспечивалась хорошая естественная освещенность рабочих мест, а также имелись нормальные условия для монтажа, обслуживания и ремонта оборудования.

При расстановке оборудования в машинном зале следует руководствоваться следующими положениями:

- расстояния между крайними выступающими движущимися частями машин, а также ширина свободного прохода между машинами должны быть не менее 1,5 м, расстояния между ограждениями машин и стенами помещения должны быть не менее 1 м, между отдельными выступающими и требующими обслуживания

частями оборудования и строительными конструкциями расстояния должны быть не менее 0,8 м;

- расстояния между сосудами допускаются не менее 0,75 м, а между сосудами и стеной (колонной) не менее 0,5 м;
- расстояния между стенами здания и выдвинутыми в крайнее положение поршнями со штоками при их выемке из цилиндров горизонтальных компрессоров должны быть не менее 0,5 м, то же и для вынутого ротора электродвигателя;
- ширина основного прохода вдоль фронта машин для возможности обслуживания их подъемным краном должна быть не менее 1,5 м, при расположении компрессоров в два ряда расстояние между рядами должно быть не менее 2 м;
- расстояние между фундаментами компрессорных и насосных агрегатов должно определяться с учетом размещения трубопроводов и должно обеспечивать необходимые проходы между агрегатами шириной от 1 до 2 м;
- расстояния для электродвигателей мощностью более 50 кВт должны быть следующие: между машиной и стеной - 0,7 м, между соседними машинами - 1 м, между машинами и щитами управления - 2 м;
- при мощности электродвигателя менее 50 кВт расстояние между машиной и стеной может быть уменьшено до 0,5 м;
- если подшипники машины расположены отдельно, а статор машины неразборный, то расстояние между машинами, или между машиной и щитом или частью здания должно позволять производить выемку ротора без снятия статора с фундамента;

- машины и оборудование, обслуживаемые грузоподъемным устройством, должны находиться в зоне приближения крюка крана. В этой же зоне должны быть предусмотрены площадки или проходы для установки деталей при разборке этих машин и оборудования.

Предварительные размеры машинного зала компрессорной станции определяются в зависимости от установленного оборудования и должны приниматься с учетом выпускаемых промышленностью типовых сборных железобетонных плит и других индустриальных изделий, применяемых при строительстве зданий.

Высота машинного зала компрессорной станции (до затяжки ферм) должна обеспечивать удобство монтажа и ремонта компрессоров и должна быть не менее 4 м.

Высота машинного зала зависит от: крайнего положения вытянутого поршня со штоком вертикально расположенного цилиндра компрессора, высоты вертикальных промежуточных и конечных охладителей, если они приняты к установке, типа грузоподъемного крана и высоты от пола до верхнего крайнего положения его крюка.

Машинный зал должен иметь не менее двух выходов. Желательно, чтобы они были расположены в разных концах зала. Один из выходов, обычно шириной 1,5-3 м, принимается в зависимости от ширины монтируемого оборудования и является монтажным и аварийным выходом. Дверь (или ворота) монтажного выхода должны открываться наружу, непосредственно (или через тамбур) на заводскую территорию. В небольших машинных залах монтажным проемом может быть оконный проем.

Другой выход из машинного зала - служебный - должен позволять обслуживающему персоналу станции, не выходя на открытый воздух и не проходя через другие вспомогательные помещения, попадать через недлинный коридор в контору,

гардероб, санузел, помещения хранения масел и другие бытовые и вспомогательно-производственные помещения.

Машинный зал может непосредственно сообщаться с насосной станцией водоснабжения, электрораспределительным устройством, ремонтной мастерской и не должен сообщаться с кладовой масел, помещениями промывки фильтров и санузлом.

Электрические щиты, магнитные станции и пусковые реостаты скольжения должны располагаться непосредственно около электродвигателя.

Проход за электрощитом должен быть не менее 0,8 м и закрываться сетчатой дверью. Высота прохода должна быть не менее 1,9 м.

В машинных залах компрессорных станций допускается установка распределительных и пусковых устройств высокого напряжения при условии соблюдения правил техники безопасности.

В машинном зале небольшой компрессорной станции должны быть отведены места для хранения инструмента, места для металлических ящиков с чистыми и использованными обтирочными материалами, а также для установки стеллажа или шкафа со вспомогательными материалами.

В отдельных случаях вспомогательное оборудование, не требующее обслуживания со всех сторон, можно устанавливать вплотную к стенам здания.

При установке горизонтального трубчатого охладителя воздуха необходимо предусматривать свободное место с торца охладителя для того, чтобы можно было, не снимая с фундамента корпус охладителя, вынуть пучок водяных трубок при ремонтных и монтажных работах.

Если в машинном зале компрессорной станции установка подъемного крана не предусматривается, то при расстановке оборудования в компрессорной станции нужно учиты-

вать возможность применения временных подъемных приспособлений, для которых должна быть предусмотрена свободная площадь с проходами.

Трубопроводы в машинном зале желательно укладывать в каналах или крепить к стенам и колоннам здания. Желательно, чтобы каналы с водо- и воздухопроводами не пересекались с каналами электрокабелей.

При необходимости устройства подвала или больших каналов для расположения в них охладителей и трубопроводов необходимо, чтобы высота подвала или проходного канала была не менее 1,8 м. Ширина проходов в подвале и проходном канале должна быть не менее 0,8 м.

Трубы, прокладываемые в штробе пола машинного зала, не должны выступать над полом больше чем на 200 мм, трубы, проложенные над полом машинного зала, должны находиться на расстоянии не менее 1,8 м от пола до трубы.

В машинном зале воздушной компрессорной станции допускается установка верстаков и небольших металлорежущих станков.

В машинных залах компрессорных станций нежелательно размещение машин и двигателей, не относящихся к воздушным компрессорным установкам. Однако в компрессорных станциях, где приводом компрессора является двигатель внутреннего сгорания, а также там, где дизели являются источником электроэнергии, допускается совместная установка двигателей внутреннего сгорания с воздушными компрессорами. Допускается размещение компрессорных установок в помещениях силовых станций.

Воздушные компрессорные установки нельзя размещать в общем производственном помещении, где производятся окрасочные или другие работы, при которых выделяются газы, образующие с воздухом взрывоопасную смесь (ацетилен, генераторный, природный и другие газы).

В машинном зале компрессорной станции разрешается устанавливать кислородные компрессоры и насосы водоснабжения. Компрессорные агрегаты могут устанавливаться в машинном зале в один или два ряда. В последнем случае возможны затемнения фронтов обслуживания, поэтому преимущественно компрессорные агрегаты устанавливаются в один ряд так, чтобы продольные оси их были перпендикулярны к продольной оси машинного зала.

При компоновке машинного зала следует стремиться к тому, чтобы со стороны наблюдения и управления компрессорами между ними и стеной был проход не менее 2 м.

Электродвигатели компрессорных агрегатов желательно располагать ближе к глухой стене, а компрессоры - устанавливать в сторону фронта обслуживания. Это позволяет лучше обслуживать компрессоры, устраивать электрические каналы так, что они не будут пересекаться с технологическими каналами воздуха и воды.

На рис. 41 и рис. 42 показана полностью агрегатная компоновка: с индивидуальными конечными охладителями и воздухосборниками. Приведен план и поперечный разрез типовой компрессорной станции производительностью 1000 $м^3$/час.

Агрегатная компоновка компрессорных установок имеет следующие преимущества:

- независимость работы каждой компрессорной установки;
- возможность применения автоматического регулирования работы компрессорной станции;
- однотипность размещения оборудования трубопроводов, арматуры и приборов в машинном зале, позволяющая применять современные методы монтажа.

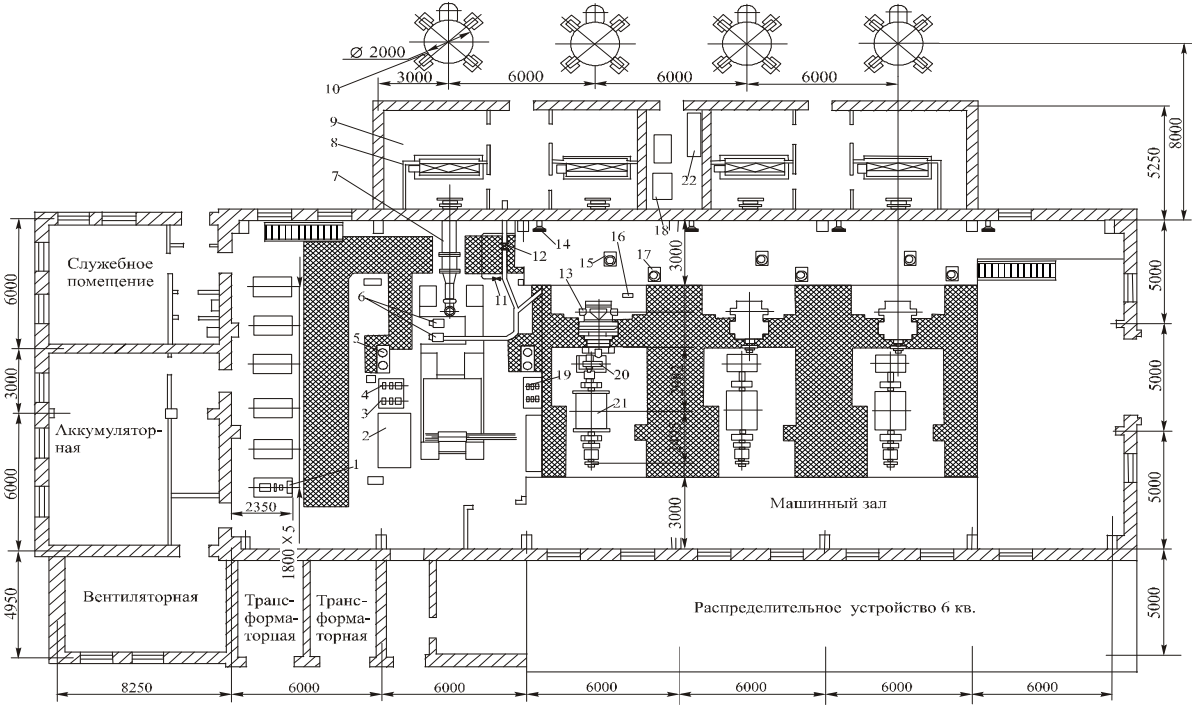


Рис. 41 Расположение оборудования на станции с агрегатной компоновкой

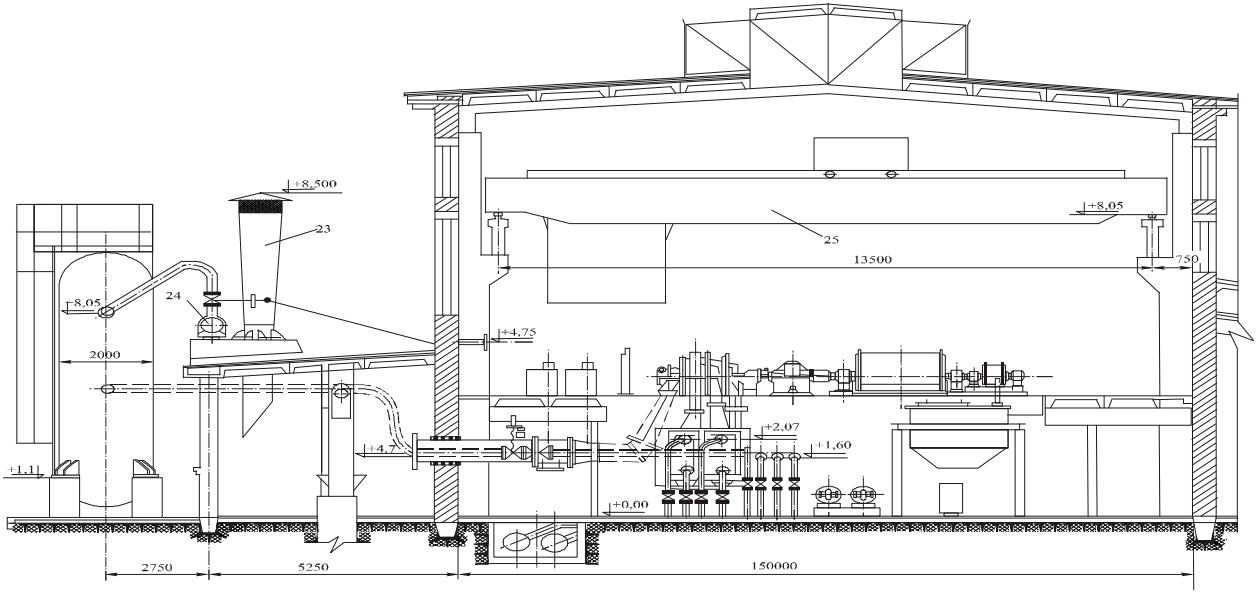


Рис. 42 Поперечный разрез станции, изображенной на рис. 41

4.4. Помещение насосов водоснабжения

В главном здании компрессорной станции бывает рациональным выделить отдельное помещение для насосов водоснабжения.

Насосы устанавливаются обычно в подвальном помещении или в специальных приямках машинного зала, в результате чего они постоянно находятся под заливом.

Устанавливать насосы в машинном зале, где они будут работать с всасыванием, не рекомендуется и вовсе не допускается при температуре воды свыше 40 °С.

Теоретические размеры помещения насосной станции определяются исходя из количества и типа установленных насосов, а также из условий удобства их эксплуатации. Расстояния между выступающими частями насосных агрегатов должны быть не менее 1 м. Обычно эти расстояния бывают большими, так как при отсутствии подъемных механизмов в помещении насосной станции проходы между агрегатами должны быть увеличены на 0,5 м сверх указанных выше.

Всасывающие и напорные трубопроводы в насосных станциях рекомендуется укладывать в каналах, перекрываемых съемными плитами. Уклон трубопроводов должен быть в сторону насосов и колодцев.

4.5. Помещение промывки фильтров и кладовая масел

Применяющиеся в компрессорных станциях металлические масляные фильтры на всасывающих трактах компрессорных установок требуют в процессе эксплуатации промывки их и зарядки маслом. Для этого в зданиях компрессорных станций предусматриваются отдельные помещения, в которых устанавливают необходимое оборудование.

Помещение промывки фильтров обычно выделяется в пристройках к машинному залу, на первом этаже или в подвале. Во всех случаях оно должно быть изолировано от других помещений несгораемой стеной и иметь непосредственный выход на территорию предприятия через коридор или тамбур. В упомянутом помещении допускается хранение масел в количестве не более 250 л для смазки ячеек фильтров. Большее количество масел должно храниться на специальном складе. Помещение маслосклада площадью более 25 $м^2$ должно иметь два выхода: один непосредственно наружу и другой - в коридор. В этом помещении необходима хорошая вентиляция. К ваннам промывки фильтров необходимо подводить пар или горячую воду.

При значительных расходах масла, а также при наличии в компрессорной станции крупных потребителей жидкого топлива, например двигателей внутреннего сгорания, топливно-масляное хозяйство размещается вне здания компрессорной станции или в изолированной пристройке. Если в здании компрессорной станции имеются расходные баки и резервуары для масел или других горючих жидкостей емкостью более 250 л, то для самотечного опорожнения их (в аварийных случаях) необходимо устанавливать в земле, в 5 м от стен здания, аварийный резервуар.

4.6. Бытовые и вспомогательные помещения

При компоновке компрессорной станции, на которой в смену будут работать более четырех человек, необходимо предусматривать следующие бытовые помещения: гардероб, санитарный узел и служебную комнату. В больших компрессорных станциях, со штатом более восьми человек, необходимо предусматривать также душевую.

Выходы из бытовых помещений должны устраиваться в коридор. Входы в компрессорную станцию должны иметь тамбуры.

Кроме монтажных дверей, выходящих наружу, двери из машинного зала, кладовой масел и помещения электроустройств должны открываться в сторону коридора.

Отдельные помещения для ремонтных мастерских в зданиях компрессорных станций необязательны, если компрессорная станция размещена на территории промышленного предприятия или в машинном зале имеется место для производства текущего ремонта.

При необходимости иметь при компрессорной станции ремонтную мастерскую устройство ее должно быть выполнено в соответствии с требованиями норм, предъявляемых к цехам промышленных предприятий.

К вспомогательным помещениям компрессорной станции следует отнести также помещение для сосудов, работающих под давлением, например помещение воздухохранительных баллонов или установок осушки воздуха.

Такие помещения должны быть просторными, светлыми и сухими; в них должна поддерживаться нормальная температурами и быть чистый воздух.

5. ВОДОСНАБЖЕНИЕ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

5.1. Общие сведения

Водоснабжение компрессорной станции осуществляется с целью удовлетворения потребностей в воде производственных, хозяйственно-питьевых (бытовых) и противопожарных нужд.

Основными потребителями воды на компрессорной станции являются компрессоры, концевые охладители сжатого воздуха, а также охладители масла.

Источниками водоснабжения компрессорной станции могут быть заводские водопроводы, реки и озера, реже — артезианские воды.

Вода, используемая для производственных нужд, должна быть чистой, холодной (15-30 °С) и подаваться в компрессорную станцию под давлением 0,15-0,25 МПа.

Допустимый нагрев воды (перепад температуры) при охлаждении компрессора должен быть: в промежуточном охладителе воздуха 4 °С, в охлаждающих рубашках цилиндров низкого и высокого давления 6 °С, в охлаждающих рубашках крышек цилиндров 4 °С.

Температура охлаждающей воды на выходе из всех рубашек цилиндров компрессора должна находиться в пределах 20-40 °С, а температура охлаждающей воды из конечного охладителя не должна превышать 35 °С.

На рис. 43 показана схема охлаждения поршневого компрессора с промежуточным и конечным охладителями.

Подвод охлаждающей воды к охлаждающим рубашкам цилиндров и крышек цилиндров, а также к промежуточным и конечным охладителям может осуществляться из водопровода или системы оборотного водоснабжения.

Слив воды из компрессоров и охладителей возможен в канализацию или в систему оборотного водоснабжения.

Слив воды должен быть устроен на видном месте, лучше всего в воронку с разрывом струи.

В состав системы водоснабжении компрессорной станции входят насосные станции, различное оборудование, арматура и трубопроводы.

Вода, использованная потребителями и отводимая от них, собирается по трубам канализации.

Здание компрессорной станции должно быть оборудовано производственным, хозяйственным и противопожарным водопроводом, а также фекальной и производственной канализацией. Чаще всего самостоятельный противопожарный водопровод отсутствует. Для противопожарных целей используют отдельный отвод из производственного или хозяйственно-питьевого водопровода. Хозяйственное и противопожарное водоснабжение компрессорных станций должно выполняться в соответствии с требованиями норм, предъявляемыми к производствам категории Д.

В зависимости от условий промышленной площадки производственный водопровод на компрессорной станции может быть как от самостоятельного источника водоснабжения, так и от системы оборотного водоснабжения. На компрессорных станциях производительностью до 0,3 $м^3/с$ производственный водопровод допускается совмещать с хозяйственным.

Сточные воды от охлаждаемых компрессоров разрешается сливать как в производственную, так и в ливневую или фекальную канализацию, если эти воды не возвращаются в систему оборотного водоснабжения.

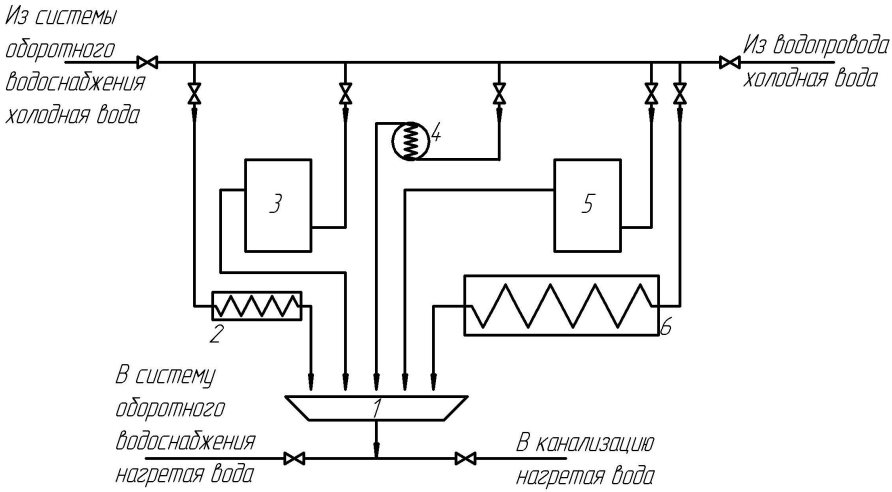


Рис. 43. Схема охлаждения поршневого компрессора:
1 – сливная воронка; 2 – масляный бак со змеевиком охлаждения масла; 3 – цилиндр высокого давления; 4 - промежуточный воздухоохладитель; 5 – цилиндр низкого давления; 6 – концевой воздухоохладитель.

Компрессоры и охладители воздуха должны быть обеспечены пресной водой в количестве, достаточном для охлаждения. Как исключение допускается охлаждение компрессоров морской водой, если в охладителях установлены трубки из цветных металлов или из высоколегированной стали.

Вода для охлаждения компрессорных установок не должна содержать механических и химических примесей. Вода с большим содержанием солей кальция и магния или механических примесей приводит к быстрому загрязнению охлаждаемых поверхностей слоем отложений и накипи, в результате чего ухудшается теплопередача и нарушается режим работы компрессора или охладителя воздуха.

Жесткость воды, применяющейся для охлаждения компрессора, должна быть не выше 12 °Н (4,3 мг-экв/л).

Вода, применяемая для охлаждения компрессоров, не должна также содержать органических веществ и механических примесей более 25 мг/л. В охлаждаемой воде, применяющейся в системе оборотного водоснабжения, не должны содержаться вещества, разрушающие древесину и металл.

Улучшение качества воды осуществляется применением специальной очистки в водоотстойниках или фильтрах.

5.2. Методы определения расхода охлаждающей воды

Расход воды компрессором приводится в технической характеристике компрессора. При отсутствии этих данных расход определяется ориентировочно по средним удельным расходам воды в литрах на 1 кубометр вырабатываемого воздуха.

В табл. 12 приведены средние удельные нормы расхода воды для охлаждения воздуха, сжатого до давления 0,6-0,8 МПа.

Таблица 12

Удельные нормы расхода воды на охлаждение компрессоров

Для охлаждения	Нормы расхода, $л/м^3$
Одноцилиндровый поршневой компрессор	3,5
Двухцилиндровый поршневой компрессор	4,5 – 5,8
Турбокомпрессор с подачей до 36000 $м^3$/час	6
Турбокомпрессор с подачей свыше 36000 $м^3$/час	5

Расход воды на концевой воздухоохладитель определяется по формуле

$$B = \frac{Q}{(t_2' - t_1')c_P}, \text{ кг/с},$$

где Q - количество тепла, подлежащее отводу от охладителя, Вт;

c_P - теплоемкость воды, Дж/(кг·К);

t_1' - температура воды, поступающей в охладитель в самый жаркий месяц, °С;

t_2' - температура воды, выходящей из охладителя, °С:

$t_2' = t_1' + (10 - 15)$.

Если отсутствует расчет конечного охладителя, приближенно можно принять расход в 2-2,5 л/м^3 при давлении воздуха 0,6-0,8 МПа.

Для каждого агрегата определяются:

- часовой расход воды по сменам;
- суточный расход;
- часовой расход при одновременной работе всего установленного оборудования, на который рассчитывается вся система водоснабжения компрессорной станции;
- удельный расход воды на 1 м^3 воздуха;
- годовой расход воды, определяемый по формуле

$$B_Г = Q_Г B_{уд}$$

где $Q_Г$ - годовой расход сжатого воздуха, м^3;

$B_{уд}$ - удельный расход воды на 1 м^3 воздуха, кг.

Величину удельного расхода воды на охлаждение 1 м^3 воздуха находят по формуле

$$B_{уд} = B_{охл} + B_{р} + B_{к.охл}, \text{ кг/м}^3,$$

где $B_{охл}$ - расход воды на охлаждение промежуточных охладителей, кг/м^3;

$B_{р}$ - расход воды на охлаждение рубашек компрессора, кг/м^3;

$B_{к.охл}$ - расход воды на охлаждение конечных охладителей, кг/м^3.

В обычных компрессорных установках с давлением сжатого воздуха 0,6-0,8 МПа расход воды на воздухоохладители можно определять по эмпирической формуле

$$B_{охл} = \frac{30}{\Delta t}, \text{ кг/м}^3,$$

где Δt - разность температур воды на входе и выходе из охладителя, зависящая от величины и чистоты поверхности охладителя и его конструкции, ^{0}C.

Общий расход охлаждающей воды для многоступенчатых компрессоров во многом зависит от разности температур воды до и после охладителя и от конечного давления сжатия (табл. 13).

Таблица 13

Зависимость расхода воды от давления сжатия и разности температур до и после охладителя

Разность температур	Давления сжатия, МПа		
	20	10	5
	Расход воды, л/м^3 воздуха		
15	15-16	13-14	11-12
10	22-24	19-20	16-17
5	44-48	38-40	33-25

При испытаниях компрессорных установок количество охлаждающей воды может быть определено пропуском охлаждающей воды через тарированный бак с одновременным отсчетом времени, необходимого на его наполнение, по секундомеру или установкой скоростного водомера на водопроводе. Отдельно замеряют количество воды на охлаждение рубашек цилиндра, охлаждение сжатого воздуха в промежуточном и конечном охладителях, а также количество воды, идущей на охлаждение масла. Замер расхода воды на охлаждение производится около сливной воронки. К сливному трубопроводу присоединяется датчик расхода, и струя воды направляется в бак; при этом определяют время на его наполнение. Таким способом замеряют расход воды на охлаждение компрессорного агрегата.

5.3. Выбор системы водоснабжения и водоохлаждающих устройств

В зависимости от расхода воды, принятого источника водоснабжения и взаимного расположения источника и компрессорной станции применяются прямоточная или оборотная (циркуляционная) системы водоснабжения.

Прямоточной называется такая система водоснабжения, при которой вода из заводского водопровода, реки или озера подается однократно в компрессоры и охладители воздуха и затем выпускается в канализацию или возвращается в реку или озеро.

Иногда при высоком расположении компрессорной станции над уровнем реки или озера бывает, что расход электроэнергии на привод насоса для подачи воды настолько возрастает, что прямоточное водоснабжение становится невыгод-

ным. Прямоточная система водоснабжения находит применение при наличии достаточно больших источников производственного водоснабжения, сравнительно низкой стоимости воды и незначительном ее расходе.

Циркуляционной или оборотной системой водоснабжения называется такая система, при которой вода из водопровода, реки или озера используется многократно. При оборотной системе вода из компрессоров и охладителей воздуха направляется в охлаждающее устройство и после охлаждения подается насосами в компрессоры и охладители. Эта система водоснабжения применяется при недостатке и высокой жесткости воды, большом ее расходе и стоимости.

В каждом отдельном случае вопрос выбора системы водоснабжения должен решаться особо на основе сравнительных технико-экономических расчетов.

В замкнутом цикле оборотной системы водоснабжения происходят потери воды вследствие испарения, разбрызгивания, фильтрации и т. д. Сооружения системы должны быть такими, чтобы потери не превышали 7 % от расхода воды: при больших потерях система становится неэкономичной.

Оборотная **система водоснабжения состоит** обычно из трех элементов:

- насосной станции;
- охлаждающего устройства;
- промежуточных сооружений (колодцев теплой и холодной воды, резервуаров и водоводов).

В качестве охладителей в оборотных системах применяются: пруды-охладители, брызгальные бассейны, градирни открытые брызгального или капельного типов, башенные градирни с естественной тягой воздуха с капельным, пленочным и смешанным (капельно-пленочным) типом оросителя, а также вентиляторные градирни с искусственной циркуляцией воздуха.

В охладительных устройствах охлаждение воды происходит вследствие ее частичного испарения и непосредственной отдачи тепла более холодному воздуху. Охладительные устройства целесообразно сооружать при производительности компрессорной станции более 0,5 $м^3/с$ или при расходах воды более 0,006 $м^3/с$. Емкость бассейна должна быть не менее 2-2,5 часовой потребности компрессорной станции в охлаждающей воде.

При **выборе типа и размеров охладителя** необходимо учитывать:

- месячный график тепловой нагрузки (максимальной, средней, минимальной) на охладители;
- технологические требования к температуре охлажденной воды;
- условия работы охладителей (постоянная работа или работа с сезонными или суточными перерывами);
- метеорологические условия;
- условия площадки строительства (размеры и застроенность ее, а также геологические и гидрогеологические условия).

Кроме того, выбор типа охладителя в каждом отдельном случае зависит также от количества, качества и стоимости добавочной воды, наличия и стоимости строительных материалов, а также сроков строительства.

Учитывая особенности местных условий, выбор типа охладителя можно произвести, не делая детальных технико-экономических сравнительных расчетов. Работа открытых охладителей в первую очередь зависит от силы и направления ветра. При малых скоростях ветра или неблагоприятных его направлениях работа таких охладителей ухудшается, и температура воды возрастает. Применение открытых градирен и брызгальных бассейнов на густо застроенной территории исключается. Устройство прудов-водохранилищ в системах во-

доснабжения чаще всего требует больших капитальных затрат. Эксплуатация прудов связана с рядом трудностей и дополнительными затратами на чистку. Применение прудов может быть выгодным при использовании естественных водоемов или искусственно сооружаемых водохранилищ для других целей.

Брызгальные бассейны также нецелесообразно применять для охлаждения компрессорных установок, у которых расход воды на охлаждение не превышает 500 $м^3$/час.

Башенные градирни могут применяться как при малых (до 0,02 $м^3$/с), так и при больших расходах охлаждаемой воды (до 0,5 $м^3$/с); они обеспечивают более устойчивый охладительный эффект при возможности установки их на застроенной территории.

Из охладительных устройств наибольшее применение в системах водоснабжения компрессорных станций имеют **градирни, которые обладают следующими преимуществами** по сравнению с прудами-охладителями и брызгальными бассейнами:

- независимость температуры охлаждения воды от наличия ветра;
- более низкая температура охлаждения чем у брызгальных бассейнов;
- меньшая площадь по сравнению с прудами и брызгальными бассейнами;
- меньшие потери воды, чем у брызгальных бассейнов.

Наряду с этим градирни имеют также и **недостатки**:

- более высокая стоимость сооружения, чем брызгальных бассейнов;
- повышенные расходы по текущему ремонту;
- меньший срок службы;

- более сложная эксплуатация, чем брызгальных бассейнов и прудов (борьба с обледенением, необходимость регулирования температуры воды).

При выборе типа градирни для конкретных условий рекомендуются к использованию типовые вентиляторные и башенные градирни, предназначенные для охлаждения незагрязненной оборотной воды с концентрацией взвешенных веществ не более 40-50 мг/л (табл. 14)

Таблица 14

Характеристика типовых градирен,
для охлаждения незагрязненной оборотной воды

Тип градирни	Тип оросительного устройства	Площадь градирни, $м^2$	Производительность, $м^3/ч$	
			одной секции	всей градирни
Вентиляторная	Капельная	64×3=192	192-512	576-1536
Вентиляторная	Капельная	64	192-512	192-512
Вентиляторная	Капельная	16×3=48	48-128	144-384
Вентиляторная	Пленочный	64×3=192	512-1152	1536-3456
Вентиляторная	Пленочный	64×2=128	512-1152	1024-2304
Вентиляторная	Пленочный	64	730	730
Башенная	Капельная	40	-	40-136
Башенная	Капельная	25	-	25-85
Башенная	Капельная	15	-	15-51

Вентиляторные градирни рекомендуется применять в следующих случаях:

- при невысокой стоимости электроэнергии (при круглосуточной работе градирни);
- при кратковременной продолжительности ежесуточной работы градирни;

- при необходимости глубокого охлаждения оборотной воды, т. е. при разности температур охлажденной воды и наружного воздуха не менее 3,5-4 °;
- в случае стесненности участка, отводимого для строительства градирни.

Для выбора охладителя необходимо предварительно произвести тепловой расчет.

Размещение брызгальных бассейнов и градирен на площадке промышленного предприятия следует производить из условий обеспечения наименьшей протяженности циркуляционных трубопроводов и каналов и соблюдения допустимых расстояний между охладителями и сооружениями. Расстояния между водоохладителями и зданиями или сооружениями во избежание увлажнения или обледенения должны приниматься согласно СНиП.

5.4. Принципиальные схемы оборотного водоснабжения компрессорных станций

На компрессорных станциях применяются одноконтурные и двухконтурные схемы систем оборотного водоснабжения (рис. 44)

Одноконтурные схемы могут выполняться с разрывом струи на сточном водопроводе: с воронкой или колодцем (рис. 44, а) и без разрыва струи (рис. 44, б).

Двухконтурная схема системы охлаждения - это схема с двумя теплоносителями (рис.44, в, г). В первом контуре системы охлаждения компрессоров и сжатого воздуха и охладителях циркулирует определенное количество первичной воды.

Охлаждение первичной воды осуществляется в поверхностном теплообменнике вторичной водой. В такой схеме первичный контур является всегда циркуляционным. Схема вто-

ричного контура и температурный перепад могут быть различными, они не влияют на работу компрессора. Во вторичном контуре может применяться морская вода и вода любого качества: на работу компрессора она не оказывает влияния.

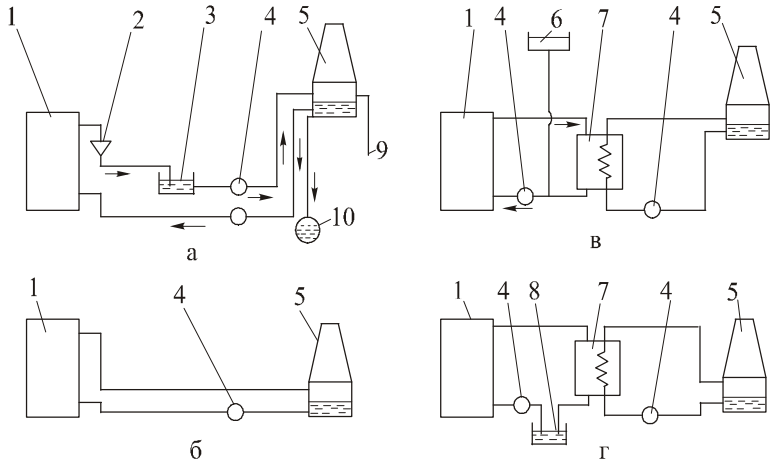


Рис. 44. Схемы оборотного водоснабжения:
а - одноконтурная с разрывом струи; б – одноконтурная без разрыва струи; в – двухконтурная с расширительным сосудом; г – двухконтурная без расширительного сосуда; 1 – охлаждаемый агрегат; 2 – сливная воронка; 3 – колодец сбора нагретой воды; 4 – насос циркуляционной воды; 5 – градирня; 6 – расширительный сосуд; 7 – теплообменник; 8 – колодец первичной охлажденной воды; 9 – трубопровод добавочной воды; 10 – устройство сброса воды в канализацию

Двухконтурные схемы по сравнению с одноконтурными имеют следующие преимущества: обеспечивают чистоту поверхности охлаждаемого компрессора и охладителей воздуха; позво-

ляют повысить температуру охлаждающей воды; делают излишней химическую очистку даже при низком качестве охлаждающей воды; способствуют уменьшению расхода воды на охлаждение компрессоров.

Наиболее часто встречающейся является одноконтурная схема с воронкой (рис. 44, г).

5.5. Выбор насосов системы оборотного водоснабжения

Выбор рабочих насосов, участвующих в схеме оборотного водоснабжения компрессорной станции, производится по максимальному часовому расходу воды, необходимой на производственные нужды компрессорной станции и по характеристикам насосов. При этом учитываются:

- условия совместной работы насосов и водопроводной сети при различных режимах водопотребления;
- график расхода воды и его сезонные колебания;
- влияние количества и мощности рабочих насосов на потребность в резервных агрегатах, на общую установленную мощность и на стоимость оборудования;
- размеры насосной станции при различных вариантах оборудования ее;
- место нахождения насосной станции (например, при компрессорной станции или вне нее).

Поскольку компрессорные станции промышленных предприятий являются чаще всего энергетическими объектами, то в насосной станции водоснабжения предусматриваются резервные насосные агрегаты во избежание перебоев в водоснабжении при аварии.

В компрессорных станциях для подачи циркуляционной воды к компрессорам и на градирню применяются центробеж-

ные низконапорные насосы. Напор насоса выбирается в зависимости от принятой схемы водоснабжения.

В установках с градирнями и брызгальными бассейнами напор циркуляционных насосов определяется как сумма следующих величин:

$$H_{НАС} = H_{ВС} + H_{ПОД} + H_{С} + H_{К} + \sum H_{ТР} \text{ , м. вод. ст.;}$$

где $H_{НАС}$ - высота всасывания насосом, обычно 2-2,5 м;

$H_{ПОД}$ - высота подачи воды, равная разности отметок расположения отверстий сопел брызгальной градирни или верха капельной градирни и оси насоса; высоту подачи для брызгальных бассейнов принимают равной 2-4 м, для брызгальной градирни 5-7 м, а для капельной 10-12 м;

$H_{С}$ - напор перед соплом, равный 1-6 м. вод. ст.;

$H_{К}$ - потеря напора в системе охлаждения компрессора, принимаемая равной 1,5-3 м вод. ст.;

$\sum H_{ТР}$ - сумма потерь напора в трубопроводе, определяемая по формуле

$$\sum H_{Т} = \Delta H\left(1 + l_{ЭКВ}\right) \text{ , м. вод. ст.,}$$

где ΔH - потери напора на 1 м трубопровода, определяемые по номограмме, м вод. ст. (рис. 45); диаметры трубопроводов должны обеспечивать скорость движения воды: в напорных не более 1,5-2,5, безнапорных до 1,5 и всасывающих трубопроводах до 1 м/сек;

l - длина трубопровода, м;

$l_{экв}$ - эквивалентная длина местных сопротивлений трубопровода, м. (находится по табл. 15).

Таблица 15

Эквивалентные длины местных сопротивлений, м

Наименование местных сопротивлений (арматуры и фасонных частей трубопровода)	Внутренний диаметр трубопровода, мм										
	25	50	80	100	125	150	200	250	300	350	400
Проходной запорный вентиль	6	15	25	35	50	60	65	100	140	170	200
Угловой запорный вентиль	3	7	11	15	20	25	35	50	60	70	85
Задвижка	0,3	0,7	1	1,5	2	2,5	3,5	5	6	7	8,5
Нормальное колено	0,2	0,4	0,7	1	1,4	1,7	2,4	3,2	4	5	6
Тройник	2	4	7	10	14	17	24	32	40	50	60
Переход	0,5	1	2	2,5	3,5	4	6	8	10	12	15

Для ориентировочных расчетов можно принимать следующие **величины напоров насосов**:

- при центральной насосной (размещение насосов вне здания компрессорной станции) с охлаждением воды в градирнях 20-25 м;
- при центральной насосной с охлаждением воды в брызгальных бассейнах 30 м;
- при установке насосов в здании компрессорной станции 18-20 м.

Насосы для подачи охлажденной и горячей воды рекомендуется выбирать одинаковыми.

Мощность электродвигателя, требуемая для привода насоса, определяется по формуле

$$N_{ДВ} = \frac{1{,}15QH \cdot 10^3 \rho}{3600Ч102\eta_н}, \text{ кВт},$$

где Q - производительность насоса, $м^3/ч$;

H - давление, создаваемое насосом, м вод. ст.;

$\eta_н$ - коэффициент полезного действия насоса, принимаемый на основании заводской характеристики; для ориентировочных расчетов $\eta_н$ $0,85-0,9$;

ρ - плотность воды, $кг/м^3$.

1,15 - коэффициент запаса мощности двигателя на случай временной перегрузки насоса.

В табл. 16 приведены технические характеристики насосных станций водоснабжения некоторых компрессорных станций.

Насосы, как правило, следует располагать в подвалах главного здания компрессорной станции, у постоянного торца в машинном зале или в углублении в полу машинного зала с таким расчетом, чтобы насосы находились под заливом. Устанавливать насосы для работы с всасыванием можно лишь в исключительных случаях при температуре воды не выше $50\ ^0C$.

В этих случаях на конце всасывающего патрубка должен устанавливаться обратный клапан. Всасывающая линия водопровода должна быть по возможности короткой. С этой целью на самотечной линии холодной воды между градирней или брызгальным бассейном и насосной, расположенной в компрессорной станции, целесообразно размещать промежуточный колодец или резервуар, из которого холодная вода будет забираться насосом и подаваться к компрессорам и охладителям.

Таблица 16

Расход охлаждающей воды и технические характеристики насосных станций

Тип компрессора	Число установленных компрессоров	Производительность компрессорной станции		Расход охлаждающей воды		Насосы				Электродвигатель		
		рабочая, $м^3$/мин	установленная, $м^3$/мин	без конечного охлаждения	с конечным охлаждением	Тип	Производительность, $м^3$/мин	Напор, м вод. ст.	Количество, шт	Мощность, кВт	Число оборотов в мин	Количество, шт.
200В-10/8	2	10	20	3	6	-	-	-	-	-	-	-
200В-10/8	3	20	30	6	12	-	-	-	-	-	-	-
160В-20/8	2	20	40	6	12	2К-6б	15	18	3	2,2	2900	3
160В-20/8	3	40	60	12	24	2К-6	30	24	3	4,2	2900	3
160В-20/8	4	60	80	18	36	3К-9а	40	22	3	5,1	2900	3
160В-20/8	5	80	100	24	48	3К-9	50	28	3	7,5	2900	3
В300-2К	3	80	120	26	50	3К-9	55	27,5	3	7,2	2900	3
В300-2К	4	120	160	39	75	4К-12а	80	28	3	10	2900	3
В300-2К	5	160	200	52	100	4К-12а	110	23	3	12	2900	3
В300-2К	6	200	240	65	125	6К-12	140	20	3	13	2900	3
2ВГ(или 55ВМ)	3	200	300	54	114	4К-12	120	28	3	16	1450	3
2ВГ(или 55ВМ)	4	300	400	81	171	6К-12	180	18,5	3	25	1450	3

2ВГ(или 55ВМ)	5	400	500	108	228	5 ИД6	250	30	3	37	1450	3
2ВГ(или 55ВМ)	6	500	600	135	285	6ИД6	300	36	3	48	1450	3

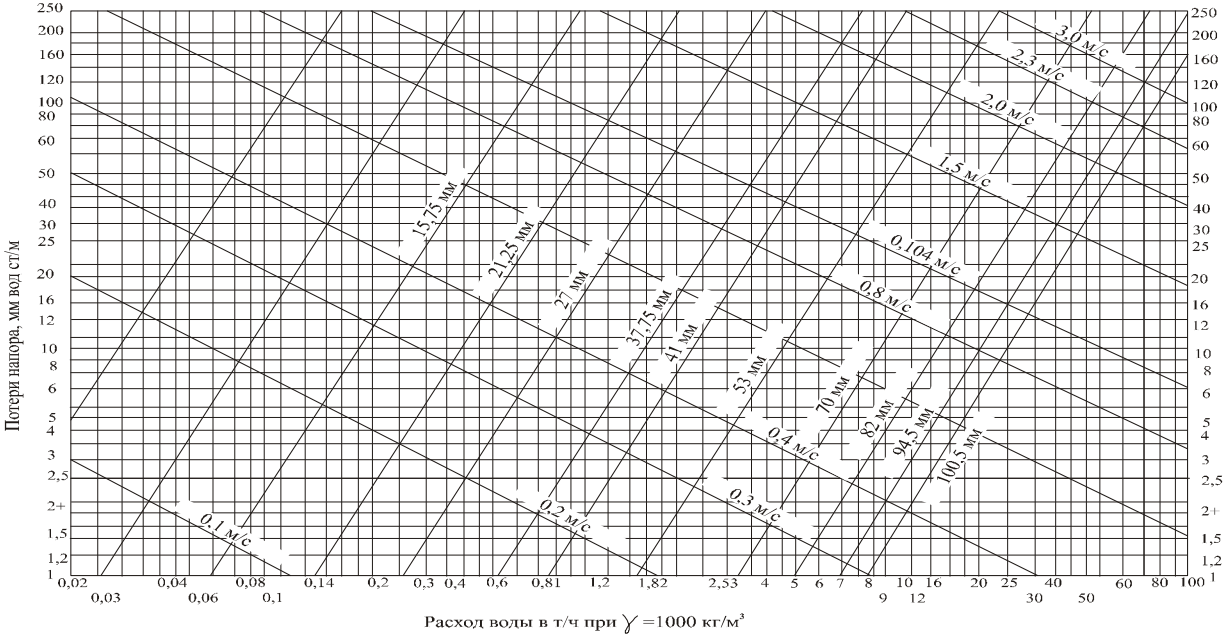


Рис. 45. Номограмма для расчета диаметров трубопроводов системы водоснабжения

6. МАСЛЯНОЕ ХОЗЯЙСТВО КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

6.1. Смазочные материалы и их потребители

Все **рабочие органы компрессорных машин**, требующие смазки, можно разделить на **две основные группы**:

- подшипники, и все другие наружные части поршневых, ротационных компрессоров, турбокомпрессоров, работающие в обычных («холодных») условиях;
- цилиндр, поршень, поршневые кольца поршневого компрессора, цилиндр, ротор, кольца и пластины ротационного компрессора, работающие в особо тяжелых («горячих») условиях.

В цилиндре компрессора масло вступает в контакт с нагретым и сжатым воздухом, непрерывно сменяющимся в больших количествах. Под воздействием воздуха масло в цилиндре окисляется, частично испаряется, образует твердые отложения (нагар) на цилиндре, поршне, поршневых кольцах и на клапанах, а также образует отложения в холодильниках, воздухопроводах, арматуре и т. д.

Нагар, представляющий собой в основной массе асфальтены и карбиды, обладает склонностью к воспламенению при повышении температуры воздуха. Накопление нагара в цилиндре, на кольцах и в воздухопроводах, в свою очередь, является причиной повышения температуры воздуха и дальнейшего образования нагара, что резко ухудшает работу поршня и поршневых колец (увеличивает работу трения, износ, окисление) и увеличивает образование паров масла.

В цилиндре компрессора концентрация паров масла в воздухе не взрывоопасна (30 - 42 мг/л). В воздухосборнике и воздухопроводах следует считаться с возможностью образования взрывоопасной концентрации.

Химическая активность отложений нагара в воздушных коммуникациях и возможность электризации сжатого воздуха могут служить причиной пожаров, имевших место в практике эксплуатации воздухопроводов: в случае образования опасной концентрации паров масла в воздухе возможен взрыв.

Вода в маслах ухудшает их смазывающие свойства, механические примеси увеличивают износ трущихся деталей. Наличие механических примесей и воды в циркуляционной системе способствует ее загрязнению и образованию нагара.

Кислоты разрушающе действуют на сталь, щелочь - на цветные металлы.

Для смазки цилиндров поршневых и роторов ротационных компрессоров применяются нефтяные масла, получаемые из сернистых нефтей методом селективной очистки, следующих марок: К3-10 (по ТУ 38.1011207-89), КС-19 (согласно ГОСТ 9243-75) и КС 19п (по ТУ 38.4011055-97), К2-24 (по ТУ 38.401-58-43-92), характеристики которых приведены в табл. 17.

Таблица 17

Характеристика масел
для поршневых и ротационных компрессоров

Показатель	Нормы по маркам			
	К3-10	КС-19	КС-19п	К2-24
Вязкость при 100 °С, сСт	8,8-10,5	18-22	18-24	21-25
Индекс вязкости, min	90	92	85	82
Тем-ра вспышки, °С, min	205	260	260	270
Тем-ра застывания, °С, max	-10	-15	-15	-10
Кислотное число, мг КОН/1г	0,2	0,02	0,03	0,35
Зольность, %	0,005	0,02	-	0,06
Коксуемость, %, max	0,02	-	-	0,5

Для этих же целей могут использоваться аналогичные масла по ISO VG 68 (например, ТНК категории VDL 150, 220) и ISO

220. Зарубежные аналоги – масла Shell Corena, BP Energol RC, Mobil Rarus, Esso Kompressor Kuehloel.

Для смазывания турбокомпрессоров используют турбинные масла Кп-8С (по ТУ 38.1011296-90), Тп-30 (по ГОСТ 9972-74), Тп-46Р (по ТУ 0258-006-00151779-01 изм. 1) и их европейские аналоги. Данные о свойствах масел в табл. 18.

Таблица 18

Характеристика масел
для центробежных и осевых компрессоров

Показатель	Нормы по маркам		
	Кп-8С	Тп-30	Тп-46Р
Вязкость кинематическая, сСт/температура	6,5-9/100 °С	41,4-50,6/40 °С	61,2-74,8/40 °С
Индекс вязкости, min	95	95	90
Тем-ра вспышки, °С, min	200	190	220
Тем-ра застывания, °С, max	-15	-10	-10
Кислотное число, мг КОН/1г	0,05	0,5	0,7
Осадок, %	-	0,01	0,008
Плотность при 20°С, кг/м^3, не более	885	895	895

Компрессорные масла получают путем смешения хорошо очищенных масел и дистиллятов малосмолистых нефтей. Эти масла должны обладать высокой стабильностью, незначительным содержанием золы; в них не должно быть механических примесей.

Основными качественными показателями смазочных масел являются: вязкость, температура вспышки и температура воспламенения, а также окисляемость. Для масел, применяющихся в фильтрах очистки воздуха, основным показателем является температура замерзания.

Вязкость масла характеризует его смазочную способность, от которой зависят сохранность трущихся частей, вели-

чина потерь на трение, а также производительность компрессора. Применение масла повышенной вязкости приводит к накоплению масла в цилиндре, окислению и образованию нагара на клапанах.

Температура вспышки масла, являющаяся наинизшей температурой, при которой оно начинает испаряться, определяет нижнюю границу взрыва. Взрыв происходит при температуре вспышки потому, что при этой температуре выделяется достаточное количество горючих паров, образующих с воздухом взрывчатую смесь, вспыхивающую при приближении пламени. Однако для полной характеристики испаряемости масла необходимо знать также **температуру его воспламенения**, т. е. наинизшую температуру, при которой зажженные пары, выделяемые маслом, продолжают гореть. Температура воспламенения позволяет определить наличие в маслах летучих составных веществ и установить верхнюю границу взрыва.

Обычно температура воспламенения смазочных масел выше температуры вспышки на 20-60 градусов.

Температура вспышки масла для смазки цилиндров компрессоров низкого давления не должна быть ниже 200 °С, а компрессоров высокого давления 245 °С. Как правило, масло для смазки цилиндров компрессора должно иметь температуру вспышки на 60 градусов выше температуры сжатого воздуха, выходящего из последней ступени компрессора.

Кислотность и щелочность масла, применяемого для смазки компрессора, не должны быть выше допускаемых пределов, указанных техническими условиями стандарта в паспорте масла.

Наличие кислот и щелочей в маслах выше определенных пределов недопустимо, так как кислоты придают маслу корродирующие свойства, а щелочи вызывают коррозию металлов. Кислоты разрушающе действуют на железо и его сплавы, а щелочи - на цветные металлы.

Окисляемость масла характеризует способность его вступать в реакцию с кислородом воздуха под влиянием высоких температур.

Содержание в масле воды и механических примесей недопустимо, так как вода ухудшает смазывающие свойства масел, вызывая окисление металлических поверхностей, а механические примеси способствуют износу трущихся деталей. Присутствие в масле воды и механических примесей способствует загрязнению маслопроводов циркуляционных систем, а также нагарообразованию.

Масло, применяющееся для смазки компрессора или другой машины, установленной на компрессорной станции, должно соответствовать марке, указанной в инструкции или другой технической документации завода-изготовителя машины. Масло должно иметь паспорт с результатами лабораторного анализа, проделанного на нефтебазе, откуда оно доставляется на склад компрессорной станции.

В вертикальных компрессорах применяются масла с небольшой вязкостью, а в горизонтальных (при равных конечных давлениях сжатия) — более вязкие масла.

Масло считается непригодным для дальнейшей работы, если:

- вязкость его на 25 % выше нормальной;
- кислотность (по КОН) 1,5 мг;
- зольность 0,06 %;
- механических примесей 0,02 %;
- в масле обнаружено присутствие водорастворимых кислот и щелочей.

При наличии в масле воды от 2,5 % и выше применять его не разрешается. Такое масло необходимо подвергнуть длительному отстою, очистке и вторичному лабораторному анализу. Если в масле содержится песок и абразивная пыль, то его нужно заменить.

Компрессорное масло необходимо полностью сменить через 2500 часов работы, а масло, применяющееся для электродвигателей - через 4500 часов.

Правильная система смазки, применение надлежащих сортов масел и смазок, а также правильная эксплуатация их обеспечивают надежную и бесперебойную работу компрессора и других механизмов, создают экономию электроэнергии за счет уменьшения работы, затрачиваемой на трение. В компрессоре на работу трения тратится 6-8 % всей энергии, потребляемой компрессором.

Применение масла несоответствующего качества или неумелая смазка поршневых компрессоров вызывают усиленный износ трущихся частей, а также разложение смазки, при котором легкие составные части масла испаряются и удаляются из компрессора вместе с воздухом, а остаток под действием кислорода воздуха окисляется и образует нагар. Нагар, отлагающийся на поршнях и на поршневых кольцах, вызывает их пригорание, оседает на клапанах, в промежуточных и конечных охладителях, воздухосборниках, а также в трубопроводах и арматуре.

Нагар в трубопроводах промежуточного и конечного охладителей и в проходах клапанов уменьшает их сечение, что может привести к резкому увеличению скорости прохождения воздуха и повышению его температуры. Если из-за нагара произойдет заедание клапана и при этом возникнет вспышка масла, то резкое увеличение степени сжатия приведет к взрыву и аварии компрессора.

При высокой температуре сжатого воздуха смесь паров масла с воздухом может самопроизвольно вспыхнуть, если в 1 $м^3$ воздуха содержится 24-42 г масла. Температура взрываемости смеси составляет около 350 °С, а в отдельных случаях может понижаться до 200 °С. По этой причине не рекомендуется производить обильную смазку цилиндров компрессора.

Для смазки механизма движения при раздельной системе смазки крейцкопфных компрессоров применяют машинные масла различной вязкости в зависимости от быстроходности компрессора, удельного давления в подшипниках и способа смазки. Необходимые сорта смазки указываются заводами-изготовителями в технической документации, прилагаемой к поставляемому компрессору.

Чаще всего для смазки механизма движения применяют масло индустриальное И40 и И50 (по ГОСТ 20799-88).

6.2. Определение потребности компрессорной станции в смазочных материалах

Смазочные материалы в компрессорной станции в основном расходуются компрессорами, насосами водоснабжения, двигателями, приводящими в действие компрессоры, и другими машинами и устройствами.

Масло расходуется также на смазку висциновых металлических фильтров, на смазывание подсобного оборудования, на заливку емкостных систем (картеров машин и баков), для заливки трансформаторов и т. п.

Обычно нормы расхода смазочных материалов указываются в технической документации оборудования, поставляемого заводом-изготовителем. В отдельных случаях нормы расхода смазочных материалов могут устанавливаться администрацией предприятия исходя из имеющихся заводских инструкций и фактического состояния эксплуатируемого оборудования.

Расход масла для цилиндров компрессоров ограничивается определенными нормами, так как недостаточная смазка увеличивает работу трения и износ, а обильная смазка приводит к нагарообразованию и опасности образования за компрессором взрывоопасных смесей.

Расходы масла для смазки цилиндров воздушных компрессоров можно определять по табл. 19.

Таблица 19

Расход масла для смазки цилиндров воздушных поршневых компрессоров

Диаметр цилиндра, мм	Производительность цилиндра, $м^3$/мин	Расход масла, л/час
До 150	До 1,8	0,003
150-200	1,8-3,5	0,004
200-250	3,5-6,3	0,005
250-300	6,3-9,8	0,007
300-375	9,8-17	0,01
375-450	17-28	0,013
450-600	28-50	0,017
600-700	50-85	0,023
750-900	85-125	0,028
900-1050	125-180	0,035
1050-1200	180-250	0,043

Для смазки новых компрессоров или цилиндров компрессоров, вышедших из капитального ремонта и проходящих обкатку, следует приведенные выше нормы расхода масел увеличивать на 50-75 % до тех пор, пока трущиеся части компрессора не приработаются.

Расход масла на смазку трущихся частей механизма движения крейцкопфного компрессора можно определить, пользуясь табл. 20.

Расход машинного масла на смазку подшипников за каждые 8 часов работы можно принимать:

Для шеек валов диаметром до 30 мм 12 г;
30-50 мм 16 г;
50-80 мм 24 г;
свыше 80 мм 32 г.

Таблица 20

Норма расхода масла на смазку трущихся частей механизма движения компрессора

Емкость картера, кг	Расход за 8 час, г	Емкость картера, кг	Расход за 8 час, г	Емкость картера, кг	Расход за 8 час, г
5-10	14	60-70	8,3	300-400	3
10-15	12	70-80	8	400-500	2,5
15-20	10	80-90	7,5	500-600	2,3
20-30	10	90-100	7	600-700	2,2
30-40	9	100-150	6	700-800	2,1
40-50	9	150-200	5	800-900	2
50-60	8,5	200-300	3,5	900-1000	1,8

На сжатие 1000 $м^3$ свободного воздуха для поршневых компрессоров с конечным давлением 0,6-0,7 МПа расход смазочного масла можно принимать: на смазку цилиндров 40-50 г, а на смазку трущихся частей механизмов движения - 30 г.

Месячный расход машинного масла на смазку сальников и механизмов вращения частей компрессора определяют по формуле

$$G_М = q_М N_П \tau \text{, г}$$

где $q_М$ - удельный эксплуатационный расход масла, г/кВт·ч;

$N_П$ - мощность электропривода компрессора, кВт;

τ - число часов работы компрессора в месяц.

Расход масла на 1 кВт мощности на валу компрессора при циркуляционных системах смазки с охлаждением масла составляет 0,075 л/мин, а без охлаждения - 0,15 л/мин.

6.3. Подача масла к трущимся деталям

Способ подачи масла имеет большое значение; для бесперебойной работы компрессора необходимо обеспечить непрерывную и равномерную подачу масла в цилиндр и к остальным трущимся механизмам.

Для поршневых компрессоров применяются следующие **способы подачи масла в цилиндр**:

- смазка разбрызгиванием: применяется в небольших вертикальных компрессорах простого действия, имеющих закрытый картер; при небольшой высоте расположения цилиндров смазкой разбрызгиванием достигается равномерное покрытие маслом всей поверхности цилиндра; количество масла, попадающее в цилиндр, не поддается регулированию; возможна чрезмерно обильная смазка с вытекающими отсюда последствиями (нагар, отложения, опасное накопление паров и т. д.);
- смазка распылением: масло подается в воздух, всасываемый в цилиндр, обычно при помощи автоматически действующих лубрикаторов или шестеренчатых насосов; распыленное масло равномерно покрывает смазочным слоем стенки цилиндра; подача масла хорошо поддается регулированию;
- подача масла под давлением непосредственно в цилиндр: масло подается в верхнюю и среднюю части цилиндра и сравнительно равномерно распределяется кольцами по всей поверхности цилиндра. Расход масла при этом невелик.

В цилиндры ротационных компрессоров смазка подается масленками или автоматическими лубрикаторами. Регулирование количества подаваемого масла (с целью предотвращения нагара и т. п.) имеет такое же большое значение, как и в поршневых компрессорах. В турбокомпрессорах масло пода-

ется для смазки подшипников и редуктора под давлением 0,05-0,1 МПа и для системы регулирования под давлением 0,5 МПа.

При компрессорной станции должен быть склад (кладовая) смазочных материалов. Прием, хранение и выдача масел на нужды потребителей компрессорной станции должны производиться по правилам эксплуатации складов горючих материалов. В маслохозяйстве компрессорной станции должны быть небольшие металлические резервуары с пароподогревателями, расходные баки, металлические бочки и бидоны в зависимости от принятого запаса хранения смазочных материалов. Для перекачек масел из одной емкости в другую, а также для выдачи масел в мелкую тару (бидоны, ведра) необходимо иметь ручные насосы и маслораздаточные колонки.

В случаях применения централизованной подачи масел к компрессорам (при больших расходах масла) и необходимости охлаждения масла во время его эксплуатации применяются замкнутые системы смазки с подачей масел к потребителям по трубопроводам с помощью электроприводных роторно-зубчатых, шестеренчатых или плунжерных насосов.

На компрессорных станциях, где приводами компрессоров и насосов водоснабжения являются двигатели внутреннего сгорания, применяются дизельные масла и топлива. В этих случаях сооружаются склады жидких топлив и масел с соблюдением соответствующих норм. На складе создается запас жидких топлив и масел не менее их месячного расхода, если на территории предприятия, где расположена компрессорная станция, нет другого склада нефтепродуктов.

При приеме, хранении и выдаче смазочные масла не должны засоряться. Масла различных марок и сортов не должны смешиваться. Хранение текущего запаса масел и наполнение смазочных масленок должны производиться в специальной кладовой, изолированной от рабочих помещений. Максимальное количество смазочного масла, находящегося в ма-

шинном зале, не должно превышать трехсуточного запаса. Остальной запас масла должен храниться в специально оборудованном помещении при компрессорной станции или в специальных резервуарах.

Для соблюдения условий нормальной смазки компрессоров и хранения масел в хорошем состоянии, кроме сказанного выше, необходимо:

- при эксплуатации и хранении масел следить за тем, чтобы и смешивались различные сорта масел, не использовалась одна и та же мерная и заправочная посуда (масленка, лейки, ведра) для различных масел;
- поступающее масло подвергать лабораторному анализу;
- смазочное оборудование и заправочный инвентарь содержат всегда в чистоте;
- своевременно производить замену масла в картере компрессора и масляных ваннах подшипников с кольцевой смазкой, не допускать загрязнения и потери требуемых качеств масла;
- соблюдать нормы смазки, установленные заводом-изготовителем во время работы или во время испытания компрессоров;
- заливку масла в расходные баки и лубрикаторы производить только через фильтры;
- баки для хранения различных масел окрашивать в различные цвета, нумеровать их с указанием емкости бака, сорта и назначения масла;
- резервуары, баки и бочки плотно закрывать крышками;
- вести раздельный учет расхода масла по сортам и по точкам расхода;

- смазку цилиндров компрессоров производить только свежим маслом; фильтрованные отработавшие масла для этой цели не допускать.

В процессе эксплуатации компрессорных агрегатов масло загрязняется, окисляется и увлажняется. Загрязненное и проработавшее определенное время масло необходимо подвергать регенерации. Однако при содержании в нем механических примесей свыше 3 % масло регенерации не подлежит. Сбор, хранение и регенерация отработанных масел должны производиться в соответствии с действующими стандартами.

7. АВТОМАТИЗАЦИЯ РАБОТЫ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

7.1. Применение средств автоматизации на компрессорных станциях

В настоящее время на компрессорных станциях все более широкое применение находит комплексная автоматизация. Ведутся исследовательские работы по полной автоматизации и работе станции в автономном режиме без участия человека или при дистанционном управлении. Автоматизация компрессорных установок повышает их к. п. д., увеличивает надежность работы, улучшает условия труда обслуживающего персонала, сокращая его количество.

С помощью средств автоматизации:

- осуществляется (автоматически) тепловой контроль производства сжатого воздуха посредством указывающих или регистрирующих приборов, обеспечивающих (автоматически) непрерывный контроль процесса сжатия воздуха, анализ работы оборудования и всей компрессорной станции;
- регулируется работа компрессорных установок путем автоматического поддержания величин регулируемых параметров в заданном диапазоне или автоматически производится необходимое изменение их;
- автоматически и дистанционно управляются регулирующие или запорные органы агрегатов, механизмов и коммуникаций;
- производятся автоматические пуски или остановки вспомогательного и резервного оборудования;
- защищаются (автоматически) оборудования от ошибочных действий персонала; случайных самовклю-

ченин машин и приборов, при авариях с другими элементами установки получения сжатого воздуха, а также при ненормальных режимах работы агрегатов, систем водоснабжения и смазки.

Расходы, связанные с применением автоматизации в компрессорной станции, быстро окупаются. Автоматизацию управлением компрессорных станций производится в зависимости от необходимого объема автоматизации, подтвержденного технико-экономическим анализом, а также соображениями повышения надежности работы оборудования. В свою очередь, автоматизация и контроль работы оборудования повышают надежность и экономичность компрессорной станции только при условии правильного и безотказного действия всех автоматизирующих устройств и измерительных приборов.

Для небольших компрессорных станций целесообразно применение **частичной автоматизации и сигнализации**. Это заключается в следующих операциях:

- автоматическое включение и отключение компрессоров с автоматическим вводом и выводом пусковых реостатов в зависимости от величины давления воздуха в воздухосборниках.
- автоматическое отключение компрессоров в случаях:
  - повышения температуры сжатого воздуха;
  - повышения температуры охлаждающей воды;
  - повышения температуры масла;
  - повышения уровня масла в картере компрессора или при недостаточном давлении масла;
  - перегрузки привода двигателя компрессора или повреждения одной из фаз.
- автоматическую продувку ресиверов и масловодоотделителей.

7.2. Автоматическое регулирование производительности

Регулирование производительности компрессорной станции является одним из важнейших условий нормальной и экономичной работы компрессорной станции и сводится к установлению такой подачи компрессора $Q_П$, которая равна расходу воздуха в данный момент $Q_Р$.

Количество воздуха, подаваемого компрессором в сеть, можно менять различными способами. Обычно при снижении расхода воздуха в магистральной сети уменьшение количества воздуха, подаваемого компрессором в сеть, осуществляется автоматическим регулятором производительности.

Однако при наличии нескольких компрессорных установок, работающих на одну сеть, применение только регуляторов производительности без автоматического регулирования производительности в соответствии с изменениями нагрузки на компрессорную станцию малоэффективно и затруднительно для обслуживающего персонала. Поэтому необходимо применять **автоматическое регулирование**, основные положения которого следующие:

- выключение компрессоров должно производиться последовательно, по мере уменьшения нагрузки на компрессорную станцию на величину производительности каждого компрессора;
- включение компрессоров должно производиться при повышении нагрузки сверх суммы номинальных производительностей работающих компрессоров;
- импульс давления к регулятору производительности, уставленному на каждом компрессоре, должен поступать от соответствующего воздухосборника, на который работает компрессор; этим достигается то, что незначительные и кратковременные изменения нагрузки на компрессорную станцию будут восприниматься

регулятором работающего компрессора, не затрагивая систему автоматизации компрессорной станции;

- импульсы давлений для автоматического включения и выключения компрессоров при изменениях нагрузки на величину пронзительности компрессора должны браться из напорной пневмосети, обычно за диафрагмой расходомера.

Для **расчета и выбора варианта системы автоматического регулирования** производительности компрессорной станции необходимо:

- определить суточный график нагрузки на компрессорную станцию, который строится на основании замеров расходов воздуха в разное время суток ;
- построить график давлений в воздухопроводе, идущем от компрессорной станции до крайнего потребителя (произвести гидравлический расчет сети);
- определить по совмещенному графику давлений и нагрузок точки отбора импульсов давлений, при которых происходят автоматическое включение и выключение каждого компрессора;
- составить таблицу, в которой указать последовательность ручных и автоматических включений и выключений компрессоров в зависимости от импульсов давлений.

Для правильной работы системы автоматики необходимо у потребителей с мгновенными пиками расхода (например, воздушных молотов) устанавливать надлежащей емкости воздухосборники (аккумуляторы), выравнивающие мгновенные колебания давлений.

7.3. Автоматизация системы водоснабжения компрессорной станции

В связи с большими расходами воды в крупных компрессорных станциях целесообразно внедрение автоматики в системах водоснабжения. Этим достигается экономия воды и, соответственно, снижение удельных затрат на выработку сжатого воздуха.

Приборы и средства автоматики используются для:

- выключения воды, идущей на каждый компрессор спустя 10 минут после остановки компрессора;
- включения подачи воды не менее чем за 0,5 минут до включения компрессора;
- регулирования подачи воды на охлаждение воздуха и масла в зависимости от температур охлаждаемых сред (или охлаждающей воды);
- автоматического включения и выключения насосов системы оборотного или прямоточного водоснабжения компрессорной станции.

Автоматический контроль над поступлением воды в систему охлаждения компрессоров и сжатого воздуха в охладителях можно осуществлять с помощью приборов, которые устанавливаются в местах истечения воды из рубашек цилиндров и охладителя и работают по следующему принципу: при прекращении истечения воды из компрессора включается вначале аварийная сигнализация, а затем останавливается компрессор.

7.4. Автоматическая зашита и блокировка

При опасном изменении условий работы, грозящем аварией в компрессорной станции, должны сработать устройства

автоматической защиты, останавливающие компрессор или иным способом предотвращающие аварию.

Приборы автоматической защиты должны одновременно с остановкой компрессора включать оптическую и (или) акустическую сигнализацию.

Автоматические защитные устройства (механические и электрические) должны выполняться так, чтобы исключалась возможность повреждения оборудования и приборов при их нормальной работе, а также в случае неисправности одного из элементов защиты. Защитное устройство и схемы включения его должны быть просты и недороги в изготовлении.

Автоматическая защита должна сработать при повышениях температуры и давлений воздуха, воды и масла выше допускаемых; при прекращении поступления воды в охладители и в компрессоры, а также масла в механизмы движения; при выходе из строя элемента компрессорной установки, влияющего на нормальную работу смежных установок.

Автоматическую защиту и блокировку обычно разрабатывают в электротехнической части проекта компрессорной станции.

7.5. Автоматическая сигнализация

Современные компрессорные станции оснащаются приборами и устройствами автоматической производственной сигнализации с целью:

- облегчения обслуживания компрессорных установок путем уведомления обслуживающего персонала о недопустимых изменениях режима работы, авариях, остановке оборудования и механизмов, о положении запорных и регулирующих органов трубопроводов, о включении машин и приборов в действие;

- передачи сигнала с одного поста на прибор автоматики для управления другим постом.

Под производственной сигнализацией понимаются устройства и приборы, подающие звуковой или световой сигнал обслуживающему персоналу для уведомления его об имеющих место ненормальностях в работе оборудования или механизма.

Производственная сигнализация состоит из:

- предупредительной сигнализации, предупреждающей обслуживающий персонал о нежелательном изменении условий работы машины еще до того, как произойдет срабатывание автоматической защиты, предупредительная сигнализация особенно нужна там, где нет аварийной защиты;
- аварийной сигнализации, указывающей, какая именно величина изменилась настолько, что вызвала срабатывание автоматической защиты; аварийная сигнализация необходима для того, чтобы указать на опасное изменение рабочих условий и объяснить причину остановки компрессора;
- исполнительной сигнализации, указывающей на включение двигателей и приборов.

Объем сигнализации, устраиваемый при электротехническом оборудовании, обычно предусматривается следующий:

- сигнализация положения масляных выключателей, автоматов и контакторов;
- сигнализация контроля цепей оперативного тока и цепей управления;
- сигнализация перевода на местное управление;
- сигнализация перегрева подшипников компрессоров, насосов и электродвигателей;
- сигнализация действия газовой защиты и контроля температуры силовых трансформаторов;

- сигнализация отключения от внутренних повреждений и аварийного отключения трансформаторов;
- сигнализация нарушения питания собственных нужд подстанции, неисправности в цепях трансформаторов напряжения, контроля изоляции сети постоянного тока, контроля изоляции шин 6-10 кВ.

Подача сигнального импульса с контролируемого поста на пост наблюдения за работой компрессорной установки осуществляется с использованием сигнального параметра, т. е. параметра, по которому ведется контроль над соблюдением нормального режима работы. Обычно импульс передается приборам и устройствам, подающим звуковой или световой сигнал обслуживающему персоналу.

Аварийные и аварийно-предупредительные системы сигнализации указывают на наступление аварийного состояния из-за значительного изменения предельного параметра, при котором следует останавливать установку, или когда сработала автоматическая защита.

Исполнительная сигнализация указывает на выполнение какой-то функции (например, включение компрессора или прибора).

Система сигнализации в небольших компрессорных станциях должна быть простой, дешевой и обеспечивать аварийно-предупредительный контроль над наиболее ответственным параметрам.

При отсутствии особых условий и требований в малых компрессорных станциях должен быть следующий **минимум сигнальных схем** для контроля:

- температуры сжатого воздуха, выходящего из последней ступени компрессора и нагнетаемого в сеть;
- температуры охлаждающей воды на выходе из компрессора и конечного охладителя;

- давления сжатого воздуха на выходе из последней ступени компрессора;
- давления охлаждающей воды, поступающей в компрессор и в конечный охладитель;
- давления масла в картере компрессора.

Требуемое количество, характер сигналов и их радиус действия зависят от технологической схемы компрессорной станции.

Количество устанавливаемых в компрессорной станции приборов, подающих аварийно-предупредительные сигналы, зависит от мощности компрессорных установок и от степени важности непрерывной работы компрессорной станции.

7.6. Контроль работы компрессорной станции

Задачей контроля работы компрессорной станции является обеспечение надежной и правильной эксплуатации оборудования. Надзор за работой оборудования и процессом получения сжатого воздуха осуществляют с помощью контрольных и измерительных приборов.

Контроль ведется не только во время работы компрессорных установок, но и при испытании их с целью определения технического состояния компрессоров: производительности, развиваемого давления, потребляемой мощности, теплового режима сжатия воздуха, удельных расходов воды, электроэнергии и масла, а также режима охлаждения компрессоров и работы охлаждающих устройств.

При эксплуатации компрессорной станции **контролю подлежат следующие физические величины**:

- температура всасываемого воздуха, охлаждающей воды, масла циркуляционной системы смазки, трущихся и вращающихся деталей и статорной обмотки электродвигателя;

- давление всасываемого и нагнетаемого воздуха, охлаждающей воды и масла;
- расход сжатого воздуха, охлаждающей воды и электроэнергии;
- возбуждение синхронного электродвигателя;
- мощность электродвигателей;
- состояние сети заземления компрессорных установок;
- состояние фильтров для очистки всасываемого воздуха.

Температура воздуха контролируется в следующих точках:

- в месте установки приемника атмосферного воздуха;
- за фильтром перед первой ступенью сжатия;
- за первой ступенью сжатия;
- за промежуточным охладителем;
- после второй ступени сжатия;
- за конечным охладителем;
- за воздухосборником.

Температура воды контролируется в следующих точках:

- в месте подключения наружного водопровода в систему охлаждения компрессорной станции;
- за промежуточными и концевыми воздухоохладителями;
- за охлаждающими рубашками цилиндров;
- в коллекторе воды, уходящей из компрессорной станции в охлаждающее устройство.

Места замера температур масла и трущихся деталей обычно указываются заводом-изготовителем машины в технической документации.

При эксплуатации компрессорной станции особенно большое внимание следует уделять контролю давления как

одной из основных характеристик нормальной работы установки.

Необходимо измерять **давление воздуха**:

- барометрическое (вне помещения);
- до и после воздушного фильтра (для определения сопротивления фильтра);
- после каждой ступени компрессора перед промежуточным охладителем;
- за промежуточными и концевыми воздухоохладителями;
- в воздухосборниках и в магистральном трубопроводе (за диафрагмой расходомера).

Необходимо измерять **давление масла** в циркуляционной системе смазки и воды в трубопроводе, подающем холодную воду на охлаждение компрессоров и сжатого воздуха.

Количество вырабатываемого сжатого воздуха является одной из основных характеристик работы компрессорной станции и может измеряться как за каждой компрессорной установкой, так и после всех установок, в начале магистрального воздухопровода, идущего от компрессорной станции к потребителям сжатого воздуха.

Расход воды, идущей на охлаждение компрессора, сжатого воздуха, масла и на бытовые нужды, замеряется на водопроводе в месте ввода его в помещение компрессорной станции.

Общий **расход электроэнергии** замеряется в трансформаторной подстанции.

8. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРОВ И ДАВЛЕНИЯ НАГНЕТАЕМОГО ВОЗДУХА

8.1. Общие положения

Экономичность работы компрессорной станции в значительной мере зависит от правильного использования производительности установленных на станции компрессоров.

При эксплуатации компрессоров имеют место потери сжатого воздуха и потери электроэнергии, обусловленные ненормальным температурным режимом компрессоров; при тяжелом температурном режиме перерасходуется работа, идущая па сжатие воздуха, что приводит к значительному снижению изотермического к. п. д. компрессоров. Потери сжатого воздуха уменьшают подачу компрессоров

У большинства компрессоров производительность снижается главным образом при наличии неплотности всасывающих и нагнетательных клапанов. Производительность компрессора, измеряемая за нагнетательным патрубком, зависит от расхода воздуха пневмоприемниками, подключенными к сети воздухопроводов. Например, если расход воздуха в сети больше производительности компрессора, то давление воздуха у нагнетательного патрубка компрессора снижается и в первый момент производительность компрессора повышается. Когда расход воздуха в сети меньше производительности компрессора, давление воздуха у нагнетательного патрубка компрессора возрастает.

При переменном расходе воздуха необходимо регулировать производительность компрессора, поддерживая в сети воздухопроводов постоянное давление.

Для поддержания в сети требуемого давления необходимо своевременно останавливать часть работающих компрессоров и содержать в полной исправности автоматические регуляторы давления.

8.2. Способы регулирования

По характеру изменения производительности различают следующие **виды регулирования**;

- прерывистое, осуществляемое периодическим прекращением подачи;
- ступенчатое;
- плавное.

В зависимости от места приложения различают:

- регулирование воздействием на привод;
- регулирование воздействием на коммуникации;
-регулирование изменением конструкции компрессора.

8.2.1. Регулирование воздействием на привод

Существует два вида регулирования, основанных на принципе воздействия на привод; периодические остановки компрессора и изменение частоты вращения.

Регулирование периодическими остановками компрессора. Этот вид регулирования характеризуется прерывистым изменением производительности и осуществляется двумя способами; остановками двигателя и отсоединением компрессора от двигателя.

Регулирование путем остановок двигателя производится при электрическом приводе мощностью до 250 кВт. Основное его преимущество заключается в том, что с прекращением подачи компрессора полностью прекращается расход

энергии. Запуск и остановку осуществляют управляемые автоматически пусковые устройства.

Регулирование отсоединением компрессора от двигателя имеет преимущество в том, что пуск компрессора не вызывает таких толчков тока в сети, как совместный пуск с электродвигателем, Оно применимо для двигателей значительной мощности, в частности для синхронных электродвигателей.

По экономичности регулирование отсоединениями компрессора от двигателя уступает регулированию остановками двигателя, так как сопряжено с потерей энергии, расходуемой на холостой ход электродвигателя. Но оно экономичнее, чем регулирование переводом компрессора на холостой ход, так как в периоды прекращения подачи нет затраты энергии на холостой ход компрессора, составляющей не менее 15 % номинального расхода. Используется для всех типов компрессоров.

Регулирование изменением частоты вращения. Изменение частоты вращения двигателя может быть либо ступенчатым, либо плавным, соответственно чему получается тот или иной характер регулирования производительности компрессора.

Регулирование изменением частоты вращения применяется главным образом в случае привода от турбины или двигателя внутреннего сгорания. Газовые турбины, как и паровые турбины, также применяемые для привода поршневых компрессоров, допускают снижение частоты вращения со 100 до 25 %, Однако при работе на пониженных частотах кпд турбин значительно снижается. Двигатели внутреннего сгорания допускают снижение частоты вращения со 100 до 60 %.

Электродвигатели переменного тока с плавным изменением частоты вращения сложны и дороги или неэкономичны, а потому применяются сравнительно редко.

8.2.2. Регулирование воздействием на коммуникации

На принципе воздействия на коммуникацию основано два вида регулирования: перекрытием всасывания и перепуском с нагнетания на всасывание.

Существует **два способа регулирования перекрытия всасывания**; отключение всасывания и дросселирование на всасывании. При первом способе регулирующий орган сразу и полностью перекрывает всасывающую линию, причем компрессор переходит на работу вхолостую. Характер регулирования производительности - прерывистый. При втором способе регулирующий орган перекрывает всасывающую линию частично, осуществляя плавное регулирование производительности дросселирование всасываемого газа.

Отключение всасывания. Прекращение подачи после перекрытия всасывающей трубы происходит не мгновенно. Подача, постепенно уменьшаясь, продолжается еще несколько оборотов за счет газа, отсасываемого из пространства между всасывающим клапаном и регулирующим органом.

Возникающая в цилиндре при отключении всасывания разность давлений на поршень создает "пики" вращающегося момента, которые затрудняют пуск и заставляют прибегать к добавочным устройствам для разгрузки. Кроме того, отключение всасывания сопровождается кратковременным, но значительным ростом температуры нагнетания, который вызывается увеличением отношения давлений. После прекращения подачи температура в конце сжатия снижается, так как в цилиндре компрессора остается только небольшое количество газа и стенки цилиндра достаточно эффективно отводят от него тепло. Но при недостаточно плотном регулирующем органе происходит подсос газа. При этом нагнетание прекращается не полностью и происходит с большим повышением температуры газа.

Дросселирование на всасывании. Дросселирующие устройства, применяемые для такого регулирования производительности, выполняют в виде клапана шибера или задвижки и располагают перед всасывающим патрубком компрессора. Уменьшая проходное сечение дросселя, увеличивают его сопротивление и. следовательно, снижают давление газа, поступающего в цилиндр компрессора.

Регулирование дросселированием, обеспечивая плавность изменения производительности, конструктивно осуществляется весьма просто, в этом его преимущество, благодаря которому несмотря на неэкономичность, его применяют для средних и больших поршневых компрессоров а также для турбокомпрессоров.

Регулирование перепуском с нагнетания на всасывание может производиться двояко; свободным и дроссельным перепусками. Первый способ осуществляется полным открытием перепускного вентиля или клапана с переводом компрессора на холостой ход. При втором способе перепуск сжатого газа производится через частично открытый вентиль, чем достигается плавное изменение производительности.

Перепуск производят через байпас - трубопровод, снабженный перепускным вентилем или клапаном, который сообщает нагнетательную линию компрессора с всасывающей или установлен между нагнетательным и всасывающим коллекторами цеха.

Свободный перепуск. Он служит как для регулирования, так и для осуществления холостого хода и применяется в крупных компрессорах для разгрузки компрессора при пуске.

При полностью открытом байпасном вентиле или клапана газ вместо подачи в нагнетательную магистраль возвращается во всасывающую линию, циркулируя по замкнутому циклу через цилиндры компрессора и его трубопроводы. Дав-

ления нагнетания при байпасе достаточного сечения устанавливается почти равным давлению всасывания.

Дроссельный перепуск. Он обеспечивает плавное снижение производительности, но без уменьшения потребляемой компрессором мощности и, следовательно, является неэкономичным способом регулирования. При регулировании дроссельным перепуском с последней ступени на всасывание первой давления и температуры в ступенях не изменяются, не нарушается и равномерность хода. Поэтому плавное снижение производительности возможно в диапазоне от 100 до 0 %. Простота конструкции байпаса и возможность пользоваться тем же устройством, которое служит для разгрузки компрессора при пуске, оправдывают такой способ регулирования для кратковременного или частого применения. Он служит иногда дополнительным средством регулирования, если основное осуществляется ступенчато или в узком диапазоне,

8.2.3 Регулирование изменением конструкции компрессора

Для поршневых компрессоров подобный вид регулирования реализуется двумя способами: воздействием на клапаны компрессора и присоединением дополнительных полостей.

При **регулировании воздействием на клапаны** цилиндра изменение производительности достигается частичным или полным возвратом газа из полости цилиндра во всасывающий патрубок. Наиболее распространенным способом такого регулирования является отжим всасывающих клапанов.

Если воспрепятствовать закрытию самодействующего всасывающего клапана, то газ, поступивший в цилиндр при ходе всасывания, при обратном ходе поршня будет вытеснен из цилиндра через тот же всасывающий клапан.

Полный отжим всасывающих клапанов. Его осуществляют либо вручную (непосредственно или с пульта управления), либо автоматически. Ручное управление используют преимущественно у крупных компрессоров для разгрузки при пуске, а автоматическое - у компрессоров небольшой и средней производительности для прерывистого и ступенчатого регулирования.

Частичный отжим всасывающих клапанов. Такой отжим иногда осуществляют, используя устройства для отжима клапанов вручную. При неполном отжиме клапана сквозь образовавшуюся щель уходит часть сжимаемого газа, и производительность компрессора понижается.

Отжим всасывающих клапанов на части хода. Этот способ регулирования состоит в том, что к концу всасывания всасывающие клапаны принудительно удерживаются, в открытом состоянии и в начале обратного хода поршня газ свободно уходит из цилиндра, Сжатие начинается лишь после того, как на некоторой части хода поршня всасывающие клапана закрываются. Изменяя длительность периода задержки закрытия клапанов, осуществляют плавное регулирование, которое экономично, так как затрачиваемая работа уменьшается почти пропорционально производительности.

Регулирование присоединением дополнительных полостей. Дополнительные полости выполняют постоянного или переменного объёма и располагают либо непосредственно в цилиндре, либо в отдельных баллонах, соединенных с рабочей полостью цилиндра. Последовательное присоединение к цилиндру отдельных полостей постоянного объёма даёт ступенчатое регулирование производительности.

Для осуществления плавного регулирования применяют полости переменного объёма, выполняя их виде вариаторов, т.е. аппаратов, состоящих из цилиндра с поршнем, перестановкой которого можно изменять объём присоединяемой полости.

Для турбокомпрессоров данный вид регулирования заключается в повороте лопаток направляющего аппарата.

9. ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ СЕТИ

9.1. Внутренние газопроводы компрессорной станции

Всасывающая магистраль компрессора начинается от фильтра или фильтркамеры до места соединения с всасывающим патрубком.

При выборе диаметра всасывающего воздухопровода необходимо стремиться к тому, чтобы потери давления во всасывающем воздухопроводе не превышали 30-50 мм вод. ст., а скорость воздуха не превышала 10-12 м/сек для компрессоров двойного действия и 5-6 м/сек - для компрессоров простого действия.

Для уменьшения потерь давления длина всасывающего воздухопровода не должна превышать 10 м. При длине всасывающего трубопровода более 10 м потери давления в трубопроводе увеличиваются и, соответственно, снижается коэффициент подачи компрессора. Радиус поворота всасывающего трубопровода должен быть равным трем наружным диаметрам трубопровода. У быстроходных компрессоров всасывающий трубопровод должен быть короче, чем у тихоходных машин.

За всасывающим трубопроводом необходимо осуществлять постоянный контроль: измерять температуру всасывающего воздуха и следить за устойчивостью и плотностью соединения трубопровода с всасывающим патрубком компрессора, чтобы не было подсоса теплого и пыльного воздуха из других мест помещения, минуя фильтр. Всасывающий трубопровод следует прокладывать вдали от поверхностей, излучающих тепло, так как повышение температуры всасываемого воздуха на каждые 3 градуса вызывает снижение весовой производительности компрессора примерно на 1 %.

Чаще всего негерметичность оказывается у всасывающих клапанов, в результате которой происходит поступление

нагретого воздуха из цилиндра компрессора во всасывающий воздухопровод. От каждого фильтра к компрессору прокладывают обычно самостоятельный всасывающий воздухопровод, но иногда от одной фильтркамеры прокладывают общий воздухопровод, к которому подключают всасывающие патрубки всех компрессоров станции. Такое решение затрудняет условия проведения ремонта, а также ухудшает работу каждой компрессорной установки при одновременной работе нескольких установок.

Всасывающий воздухопровод желательно прокладывать в каналах под полом компрессорной станции. При надземной прокладке всасывающего воздухопровода в помещении компрессорной станции поверхность его должна быть изолирована от воздействия температуры окружающего воздуха, которая в помещении компрессорной станции выше наружной температуры.

Нагнетательным воздухопроводом считается отрезок трубопровода от нагнетательного патрубка компрессора до первого фланца на вспомогательном оборудовании (конечном охладителе, масловодоотделителе или воздухосборнике). Нагнетательный трубопровод должен быть достаточного сечения, коротким и по возможности прямым, скорость воздуха в нагнетательном трубопроводе не должна превышать 10-15 м/сек для компрессоров двойного действия и 6 м/сек - для компрессоров простого действия. При длине нагнетательного трубопровода от компрессора до воздухосборника, превышающей 25 м, получается значительная потеря давления вследствие пульсирующего потока сжатого воздуха. Этот дефект снижает производительность компрессора и повышает расход электроэнергии на сжатие воздуха на 1,5-3 % от общего расхода. По существующим нормам допускаемое падение давления сжатого воздуха по длине воздухопровода находится в пределах 0,06-0,07 МПа на 1 км (при скорости не более 10 м/сек). При

прохождении воздуха от компрессора по нагнетательному воздухопроводу до конечного охладителя давление воздуха снижается примерно на 10 кПа.

В многоступенчатых компрессорах имеются промежуточные нагнетательные воздухопроводы (между нагнетательными патрубками цилиндров и промежуточными охладителями). Промежуточные нагнетательные трубопроводы в пределах компрессорного агрегата рассчитываются, изготовляются и поставляются заводом-изготовителем компрессора вместе с последним.

Кроме вышеперечисленных главных воздухопроводов, на компрессорной станции имеются вспомогательные воздухопроводы (наддува, продувки, предохранительные и байпасные линии и др.)

К воздухопроводам компрессорной станции предъявляются следующие требования.

- устройство трубопроводов сжатого воздуха должно обеспечивать полную безопасность для обслуживающего персонала и соответствовать правилам изготовления, монтажа, содержания и обслуживания трубопроводов, находящихся под давлением;
- монтажная схема трубопроводов должна быть рациональной, наглядной и обеспечивать легкую и безошибочную эксплуатацию трубопроводов, оборудования и арматуры;
- монтаж и эксплуатация трубопроводов должны обеспечивать минимальные потери давления и утечки. Для воздухопроводов допустимое падение давления должно быть не более 0,15 МПа;
- стоимость изготовления, монтажа и эксплуатации трубопроводов, а также их протяженность должны быть минимальными;

- схемы трубопроводов и расстановка на них арматуры должны обеспечивать возможность проведения ремонтных работ, связанных с заменой арматуры, без остановки компрессорной станции; с этой целью наиболее надежной считается схема, предусматривающая индивидуальную работу каждой компрессорной установки;

- все трубопроводы, подвергающиеся нагреву и находящиеся на такой высоте, при которой человек может получить ожог, должны иметь теплоизоляцию;

- в производственных помещениях воздушных компрессорных станций прокладка газопроводов с природным или искусственным газом запрещается, так как при утечках газа и засасывании его воздушным компрессором может произойти взрыв.

Для изготовления воздухопроводов, находящихся под давлением до 35 МПа, применяются стальные трубы.

По способу производства стальные трубы подразделяются на бесшовные трубы по ГОСТ 8731, ГОСТ 8732, ГОСТ 8733, ГОСТ 8734 (наружный диаметр труб 1-820 мм, специального назначения - 1420 мм), изготовляемые из слитков и трубных заготовок прессованием или прокаткой, сварные трубы по ГОСТ 10704, ГОСТ 10705, ГОСТ 10707, ГОСТ 3262, ГОСТ 8639, ГОСТ 8645, ГОСТ 8642 (наружный диаметр труб 8-1620 мм, специального назначения - до 2500 мм и более) из листовой и полосовой стали с предварительной формовкой на прессах или формовочных станах, литые трубы (наружный диаметр труб 50-1000 мм), получаемые на труболитейных машинах.

Стальные трубы делятся на 6 классов. Трубы 1-2-го классов изготовляются из углеродистых сталей.

Трубы стальные 1-го класса, так называемые стандартные трубы и газовые трубы, используют в тех случаях, когда

не предъявляются специальные требования, например при сооружении строительных лесов, ограждений, опор, для прокладки кабелей, ирригационных систем, а также локализованного распределения и подачи газообразных и жидких веществ.

Трубы стальные 2-го класса применяют в магистральных трубопроводах высокого и низкого давления для подачи газа, нефти и воды, нефтехимических продуктов, топлив, твёрдых.

Воздухопроводы всех давлений, предназначенные для транспортирования воздуха с температурой -50 °С и ниже, изготовляются из латунных или медных труб.

Вибрации газопровода, вызывающие опасные напряжения и отражающиеся на надежности уплотнений, возникают по двум причинам. Одной из них являются колебания компрессора и его фундамента, которые передаются на примыкающие к цилиндрам участки газопровода или на опоры более отдаленных участков. Другой причиной служит пульсирующий характер потока газа. В большинстве случаев последняя причина является основной, причем иногда вызываемые ею вибрации газопровода так значительны, что сообщаются компрессору.

В прямых участках газопровода пульсация потока может возбудить лишь незначительные вибрации, поскольку возмущающими являются малые по величине силы. Значительная возмущающая сила возникает только в криволинейных участках или в местах излома оси газопровода, где вследствие изменения направления потока проявляется реактивное давление, действующее на стенку грубы.

Вибрации вызывают расшатывание опор газопровода, иногда с образованием трещин в стенах машинного зала. При этом возможны случаи смешения опор и появления дополнительных напряжений. Вибрации газопровода являются источником шума и причиной частого выхода из строя установлен-

ных на компрессоре манометров, термометров и других приборов.

Сильной вибраций часто подвергаются трубы водопровода и продувки, присоединенные к вибрирующим аппаратам или имеющие общую опору с трубами газопровода,

Наибольшие напряжения возникают в штуцерах аппаратов, с которыми скреплены вибрирующие трубы. Для надежности штуцеры всех аппаратов, связанных с газопроводом, должны быть усиленны посредством нескольких радиально расположенных косынок, которые приваривают к фланцу, патрубку и корпусу аппарата.

Допускаемые максимальные амплитуды вибраций основных трубопроводов и межступенчатых аппаратов должны быть не выше 0,15- 0,20 мм при частоте до 40 Гц.

Для уменьшения вибрации усиливают закрепление трубопроводов, устанавливают промежуточные опоры или подвешивают к вибрирующим участкам грузы на упругих подвесках. Но в большинстве случаев наиболее эффективным средством является устройство буферных емкостей с различным расположением непосредственно у цилиндров.

9.2. Методы расчета воздухопроводов

Гидравлический расчет воздухопровода сводится к определению его диаметра и потерь давления.

Расчет сети воздухопроводов производится в следующем порядке.

- составляется в изометрии схема воздухопроводной сети с нанесением длин участков, расходов протекающего воздуха и установленной арматуры;
- задаются падением давления по всей длине трубопровода и распределяют это давление пропорционально длинам участков;

- по номограмме находятся диаметры труб всех участков воздухопроводной сети и скорости движения сжатого воздуха в них;
- найденные расчетные размеры диаметров округляются до ближайших стандартных;
- определяются эквивалентные и приведенные длины участков;
- находятся действительные потери давления на участках с учетом сопротивления арматуры;
- определяются суммарные потери давления по магистрали (от компрессора до максимально удаленной точки и до других потребителей).

Расчет потерь заключается в определении количеств утечек в пневмосети. Объем потерь является важным показателем экономичности эксплуатации, зависит от длины воздухопровода, конструкции и материала прокладок во фланцевых соединениях, давления в системе и других факторов.

Объём утечек подчиняется следующей зависимости:

$$V_{УТ} = k \cdot l \cdot P_{СР}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где k - коэффициент утечек системы, определяемый материалом прокладок, длиной звеньев, диаметром труб, количеством арматуры на участке ($k = 0{,}1 - 0{,}14$ м^3/с);

l - длина участка, м;

$P_{СР}$ - среднее избыточное давление воздуха в трубопроводе, Па.

Общие утечки по всей длине пневматической сети не должны превышать 20 % производительности компрессорной станции, а потери на одном километре – 0,07-0,1 м^3/с.

Тепловые потери возникают при транспортировке сжатого воздуха в связи с тем, что его температура при выходе из компрессора значительно выше температуры окружающей

среды. Снижение температуры воздуха приводит также к снижению его давления. Чем меньше диаметр труб и скорость движения воздуха в них, тем интенсивнее снижается температура сжатого воздуха.

При тепловом расчете пневмосети определяют температуру воздуха в трубопроводах на конкретном участке сети по определенной температурной зависимости. Результаты такого расчета позволяют находить участки, на которых снижение температуры обуславливает интенсивное образование конденсата водяного пара, находящегося в сжатом воздухе. Это используется для определения требуемой тепловой изоляции и мест установки масловодоотделителей.

9.3. Прокладка и монтаж внутристанционных, внутрицеховых и межцеховых воздухопроводов

Внутри помещений компрессорных станций и цехов воздухопроводы прокладываются как открыто - по стенам, колоннам, балкам, так и в каналах - проходных, полупроходных и непроходных.

Воздухопроводы в районе компрессорной станции, а также воздухопроводы, идущие к цехам, т. е. межцеховые воздухопроводы, могут быть как подземные, так и надземные.

Межцеховые воздухораспределительные сети монтируются преимущественно по тупиковой схеме. Внутрицеховые – по кольцевой. Предельная скорость воздуха в сети 25 м/с.

Прокладка подземных воздухопроводов разрешается по проездам и территории, не подлежащей застройке.

Разрешается совместная открытая и канальная прокладка воздухопроводов с трубопроводами других газов и жидкостей, а также в траншеях, засыпаемых грунтом, если технические условия на прокладку трубопроводов этих газов и жидко-

стей допускают такое совмещение. Расстояние по горизонтали и вертикали между воздухопроводами и другими трубопроводами должно быть не менее 250 мм в свету. Допускается прокладка воздухопроводов в каналах совместно с силовыми, осветительными и телефонными кабелями при условии защиты кабелей в соответствии с «Правилами устройства электротехнических установок».

При открытой прокладке расстояние между воздухопроводами и изолированными электрокабелями должно быть не менее 500 мм, а между воздухопроводами и голыми проводами - не менее 1000 мм.

Прокладка подземных воздухопроводов должна осуществляться с соблюдением приведенных ниже расстояний от:

- стен здания в зависимости от конструкций и глубины заложения их, а также характера грунта - не менее 1,5 м при хороших грунтах и не менее 3 м - при макропористых грунтах;
- трубопроводов водоснабжения, канализации и водостоков в зависимости от глубины их заложения и с таким расчетом, чтобы ремонт или строительство указанных трубопроводов и воздухопроводов не нарушали их нормальную эксплуатацию, но не менее 1 м;
- внутризаводских железнодорожных путей - не менее 3,5 м от оси пути;
- трамвайных рельсов не менее 1,5 м;
- древесных насаждений - не менее 2 м;
- телефонных, осветительных и силовых кабелей — не менее 0,5 м.

В местах пересечения подземных воздухопроводов с электрокабелями, водопроводом, канализацией, водостоками и другими подземными сооружениями вертикальное расстояние между ними должно быть не менее 0,2 м, а в местах пересече-

ния с трамвайными рельсами - не менее 1 м. При этом электрокабели должны быть защищены в соответствии с требованиями «Правил устройства электрических установок», а воздухопроводы заключены в футляры.

Воздухопроводы, по которым транспортируется сжатый воздух низкого давления (до 2,5 МПа) и содержащий в себе влагу, должны укладываться ниже уровня промерзания грунта. Воздухопроводы осушенного воздуха могут укладываться в зоне промерзания грунта, но не менее 0,8 м от верха трубы до поверхности земли. При этом глубина укладки воздухопроводов должна выбираться такой, чтобы влияние возможных динамических нагрузок не вызывало в трубах опасных напряжений.

Надземная прокладка применяется:

- при высоком уровне грунтовых вод;
- в районах с вечной мерзлотой;
- в условиях скального грунта;
- при небольшом расстоянии между цехами.

Прокладка межцеховых воздухопроводов может быть осуществлена на эстакадах, мачтах, столбах, а также на кронштейнах по стенам зданий. Воздухопроводы, прокладываемые на кронштейнах по наружным стенам зданий, должны быть удалены от стен на расстояние, исключающее возможность попадания на них стекающих с крыш атмосферных вод и обрушивающихся наледей.

Прокладка надземных воздухопроводов совместно с электропроводами и электрокабелями запрещается.

Габариты приближения надземных воздухопроводов к наземным сооружениям должны отвечать следующим нормам:

- к линии высоковольтной электропередачи - не менее 10 м при параллельной прокладке и не менее 2 м - при пересечении;

- к низшей точке вагонетки подвесной дороги по вертикали - не менее 1 м, причем воздухопроводы должны быть защищены от повреждений в случае падения вагонетки;

- к железнодорожным путям и шоссейным дорогам - по нормам проектирования указанных дорог.

Подземные воздухопроводы, предназначенные для транспортировки воздуха под давлением до 1 МПа, должны иметь уклон по рельефу местности не менее 0,002 по ходу и не менее 0,005 против хода воздуха. Ответвления должны прокладываться с уклоном в сторону магистрали. Воздухопроводы, транспортирующие воздух под давлением свыше 1 МПа, могут быть проложены без уклонов.

Место ввода в цех воздухопровода в обязательном порядке оснащается:

- задвижкой;

- манометром с классом точности не ниже 2,5;

- расходомерной шайбой с дифманометром или другим расходомерным устройством.

Соединение труб воздухопроводов обычно осуществляется при помощи сварки. Сварку труб разрешается производить любым способом, обеспечивающим надлежащее качество сварного шва по правилам Технадзора.

Допускается сварка трубопроводов, ответвлений и штуцеров, а также арматуры, стальных литых и кованых фасонных частей специально разработанной конструкции. Тройники, крестовины и другие фасонные части могут изготовляться сваркой из труб.

Диаметр штуцеров, вваривaемых непосредственно в трубопровод давлением свыше 4 МПа и диаметром более 50 мм, должен быть не более 0,6 наружного диаметра трубопровода.

Фланцевые соединения применяются при подключении трубопровода к аппаратуре, в местах установки арматуры и контрольно-измерительных приборов, а также па границах монтажных участков.

Для трубопроводов с диаметром от 3 до 32 мм и на давление до 10 МПа допускается штуцерно-торцевое соединение труб.

Соединение труб в коммуникациях сверхвысокого давления (32,5 и 70 МПа) осуществляется при помощи сферических линз, устанавливаемых в конусные выточки торцов труб.

Соединения водогазопроводных труб допускается производить на резьбе с помощью муфт.

Воздухопровод должен иметь возможность свободного температурного удлинения, под влиянием которого не должны происходить выпучивание трубопровода, расстройство его фланцевых соединений и деформации соединенных с воздухопроводом машин или аппаратов. Отсюда опоры под трубопроводы должны быть подвижными.

Для определения величины пролета между опорами, а также при расчете опор и подвесок должна приниматься большая из приведенных ниже двух нагрузок: нагрузки от собственного веса трубопровода с учетом веса воды, наполняющей трубопровод, и нагрузки от собственного веса трубопровода, конденсата и изоляции.

Для труб диаметром до 100 мм вес конденсата берется равным 20 % от сечения, для труб диаметром от 101 до 500 мм - 15 % от сечения, и для труб диаметром более 500 мм - 10 % от сечения.

Определения расстояния между опорами под неизолированные трубопроводы производится по таблицам в зависимости от диаметра трубы.

Воздухопроводы, имеющие термоизоляцию, должны укладываться на опоры так, чтобы расстояние от стены до поверхности изоляции было не менее 60 мм.

После монтажа трубопроводы должны быть испытаны. Перед испытанием воздухопроводы подвергаются наружному осмотру, подземные - до засыпки траншей, надземные - до укладки на опоры. При осмотре производится проверка уклона трубопровода, глубины его заложения, состояния основания (постели) и изоляции, в соответствии с требованиями инструкций по монтажу.

После наружного осмотра участок воздухопровода с установленными на нем арматурой, компенсаторами и пр. подвергается предварительному гидравлическому испытанию на прочность.

Для воздухопроводов с рабочим давлением ниже 0,5 МПа пробное давление устанавливается 150 % от рабочего, но не менее 0,2 МПа, а для воздухопроводов с рабочим давлением выше 0,5 МПа пробное давление устанавливается 125 % от рабочего.

Смонтированный и подготовленный к сдаче участок или весь воздухопровод (подземный после засыпки его не менее как на 0,5 м грунтом, надземный - после укладки на опоры) подвергается испытанию на плотность сжатым воздухом под давлением, равным рабочему. Начало испытания устанавливается не ранее чем через 24 часа после наполнения трубопровода воздухом с тем, чтобы температура воздуха в трубопроводе сделалась равной температуре окружающей среды.

Испытание на плотность продолжается 34 часа. Величина утечки воздуха из системы в среднем за 1 час испытания должна быть не более: для воздухопроводов с рабочим давлением до 0,1 МПа – 2 %, для воздухопроводов с рабочим давлением свыше 0,1 МПа - 1 % от объема воздуха, находящегося в воздухопроводе в начале испытания.

После окончания монтажа и всех испытаний воздухопроводы необходимо продуть чистым воздухом. Скорость воздуха в трубопроводе должна быть 15 - 20 м/сек.

Продувку необходимо производить до тех пор, пока на белой бумаге (наклеенной на щит), поднесенной к концу труб, не будет замечено следов твердых частиц, выносимых струей воздуха из трубопровода.

Все трубопроводы как внутри компрессорной станции, так и вне ее должны покрываться антикоррозийным лаком или масляной краской. Лаком покрываются трубопроводы, подлежащие термоизоляции.

Термоизоляцией покрываются всасывающие воздухопроводы, если они прокладываются по стенам и колоннам внутри машинного зала, а также в тех случаях, если всасывающий воздухопровод почему-либо прокладывается в одном канале с нагнетательным воздухопроводом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данное учебное пособие содержит сведения о современной системе воздухоснабжения на промышленном предприятии, составе оборудования компрессорной станции, сведения об основах расчета, выбора и проектирования основных элементов станции. Приводятся сведения об основах эксплуатации оборудования для выработки сжатого воздуха.

Последовательное изложение учебного материала от основ техники для сжатия газов к сложным системам управления и регулирования оборудования для выработки сжатого воздуха должно способствовать глубокому усвоению студентами дисциплины «Технологические энергоносители предприятий» раздела «Воздухоснабжение».

Данное пособие существенно восполнит имеющиеся пробелы в учебной литературе по основам воздухоснабжения. Пособие может быть использовано как при изучении лекционного материала, так и при курсовом и дипломном проектировании студентами специальности «промышленная теплоэнергетика» всех форм обучения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блейхер И.Г. Компрессорные станции / И.Г Блейхер, В.П. Лисеев. М. : Машгиз, 1960, 350 с.

2. Агурин А.П. Передвижные компрессорные станции / А.П. Агурин. М. :Высш. шк., 1989, 184 с.

3. Черкасский В.М. Насосы. Вентиляторы. Компрессоры / В.М. Черкасский. М : Энергия, 1977, 422 с.

4. Семидуберский М.С. Насосы, компрессоры, вентиляторы / М.С. Семидуберский. М.: Гос.изд. лит-ры по строит. материалам, 1957, 218 с.

5. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования / М.И. Френкель..2-е изд. Л. : Машгиз, 1960, 656 с.

6. Поршневые компрессоры: для втузов / под ред. Б.С. Фотина. Л. : Машиностроение, 1987, 372 с.

7. Молчанова Р.А. Расчет системы воздухоснабжения: учеб. Пособие / Р.А. Молчанова. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2003. 60 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Аппараты для получения сжатого воздуха и их привод	4
1.1.Классификация компрессорных машин	4
1.2. Поршневые компрессоры	8
1.3. Ротационные компрессоры	13
1.4 Турбокомпрессоры	16
1.5 Струйные (эжекционные) компрессоры	22
1.6. Область применения компрессорных машин	23
1.7. Выбор компрессоров	25
1.8 Привод компрессоров	30
1.8.1 Электрический двигатель	31
1.8.2 Двигатель внутреннего сгорания	37
2. Вспомогательное оборудование компрессорной станции	39
2.1. Общие сведения	39
2.2. Требования, предъявляемые потребителями к качеству сжатого воздуха	41
2.3. Основные источники и компоненты загрязнений сжатого воздуха	42
2.3.1. Вода	42
2.3.2. Масло	45
2.3.3. Твердые загрязнения	46
2.4. Устройства для забора и очистки атмосферного воздуха	49
2.5. Устройства для грубой очистки воздуха	51
2.6. Фильтры	57
2.6.1. Тканевые фильтры	58
2.6.2. Металлические фильтры	60
2.6.3. Показатели работы фильтров	71
2.7. Охлаждение воздуха в компрессорах	74

2.7.1. Общие положения 74
2.7.2. Промежуточное охлаждение воздуха 75
2.7.3. Конечное охлаждение воздуха 76
2.7.4. Влажное сжатие воздуха 77
2.7.5. Конструкции воздухоохладителей 78
2.8. Масловодоотделители 93
2.9 Установки для осушки воздуха 101
2.10. Воздухосборники и воздухохранительные емкости 107
2.11. Наполнительные рампы 119
2.12. Система продувки 120
3. Нагрузки на компрессорную станцию и методы их расчета 122
3.1. Общие понятия 122
3.2. Определение нагрузок на компрессорную станцию 123
3.3. Графики нагрузок на компрессорную станцию 130
3.4. Расчет производительности компрессорной станции и выбор количества устанавливаемых компрессоров 136
4. Компоновка компрессорных станций 140
4.1. Общие сведения 140
4.2. Состав сооружений и выбор варианта компоновки компрессорной станции 141
4.3. Машинный зал 146
4.4. Помещение насосов водоснабжения 155
4.5. Помещение промывки фильтров и кладовая масел 155
4.6. Бытовые и вспомогательные помещения 156
5. Водоснабжение компрессорной станции 158
5.1. Общие сведения 158
5.2. Методы определения расхода охлаждающей воды 160

5.3. Выбор системы водоснабжения и водоохлаждающих устройств 164
5.4. Принципиальные схемы оборотного водоснабжения компрессорных станций 169
5.5. Выбор насосов системы оборотного водоснабжения 171
6. Масляное хозяйство компрессорной станции 177
6.1. Смазочные материалы и их потребители 177
6.2. Определение потребности компрессорной станции в смазочных материалах 183
6.3. Подача масла к трущимся деталям 186
7. Автоматизация работы компрессорных станций 190
7.1. Применение средств автоматизации на компрессорных станциях 190
7.2. Автоматическое регулирование производительности 192
7.3. Автоматизация системы водоснабжения компрессорной станции 194
7.4. Автоматическая защита и блокировка 194
7.5. Автоматическая сигнализация 195
7.6. Контроль работы компрессорной станции 198
8. Регулирование производительности компрессоров и давления нагнетаемого воздуха 201
8.1. Общие положения 201
8.2. Способы регулирования 202
8.2.1. Регулирование воздействием на привод 202
8.2.2. Регулирование воздействием на коммуникации 204
8.2.3. Регулирование изменением конструкции компрессора 206
9. Воздухораспределительные сети 209
9.1. Внутренние газопроводы компрессорной станции 209

9.2. Методы расчета воздухопроводов 214
9.3. Прокладка и монтаж внутристанционных, внутрицеховых и межцеховых воздухопроводов 216
Заключение 223
Библиографический список 224

Учебное издание

Портнов Владимир Васильевич

ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

В авторской редакции

Компьютерный набор
В.В. Портнова, О.Е. Шевляковой,
А.А. Баркаловой, Н.К. Грошевой

Подписано в печать 15.11.2006 Формат 60×84/16.
Бумага для множительных аппаратов.
Уc. печ. л. 14,3 Уч.-изд. л. 10,6 Тираж 250 экз.
Зак. № …..

ГОУ ВПО «Воронежский государственный
технический университет»
394026 Воронеж, Московский просп., 14