Раздел 4
Шахтные пневматические установки

Поршневые компрессоры

Винтовые компрессоры

Турбокомпрессоры

Электрооборудование компрессоров

Вспомогательное оборудование компрессоров

Воздухопроводная сеть пневматических установок

Ремонт и эксплуатация пневматических установок

Проектирование пневматических установок

Тема 4.1. Поршневые компрессоры

4.1.1. Общее устройство и классификация поршневых компрессоров

Поршневые компрессоры и насосы весьма схожи по общему устройству и вместе с тем имеют принципиальные отличия, обусловленные сжимаемостью газов. Процесс преобразования энергии в рабочей камере поршневого компрессора происходит за счет принудительного изменения объема (сжатия) газа в изолированном от окружающей среды рабочем пространстве цилиндра. Процесс механического сжатия газа сопровождается выделением тепла и его нагревом, что определяет главные особенности рабочего процесса и конструкции поршневых компрессоров.

Основными узлами компрессора (рис. 100) являются цилиндр 1, крышки цилиндра 2, впускные (всасывающие) 3 и выпускные (нагнетательные) 4 клапаны и поршень 5. Посредством кривошипно-шатунной системы, состоящей из штока 6, крейцкопфа 7, шатуна 8 и кривошипа (коленчатого вала) 9, вращательное движение привода преобразуется в возвратно-поступательное перемещение поршня в цилиндре. Водяная рубашка 10, образованная специальными полостями в корпусной части цилиндров, служит для отвода тепла, выделяющегося при сжатии газа.

При движении поршня влево (рис. 100) объем правой рабочей камеры $V_{\text{п}}$ увеличивается, под действием атмосферного давления открывается всасывающий клапан и в нее поступает воздух. В это же время объем левой камеры $V_{л}$ уменьшается и происходит сжатие поступившего в нее из атмосферы воздуха (всасывающий клапан левой камеры закрыт). Как только давление воздуха в левой камере превысит давление в пневматической сети (воздухосборнике), откроется нагнетательный клапан левой камеры и сжатый воздух вытиснится в пневмосеть. При обратном движении поршня закрыт нагнетательный клапан левой камеры и через всасывающий клапан в нее поступает атмосферный воздух, а в правой камере происходит процесс сжатия и вытеснения воздуха движение воздуха показано стрелками на (рис. 100). Таким образом, за один двойной ход поршня реализуются два рабочих цикла компрессора.

Клапаны компрессора, как правило, беспривводные пружинные, открывающиеся под действием перепада давлений между внутренней полостью рабочих камер и окружающей средой. Поэтому давление сжатого воздуха в цилиндре перед его вытеснением зависит от противодавления в пневмосети.

На (рис. 100) приведена принципиальная схема компрессора с цилиндром *двойного действия*. В компрессоре с цилиндром *простого действия* одна из торцевых частей цилиндра открыта, отсутствуют соответствующие крышка и система клапанов, а преобразование энергий происходит в одной камере. В таком компрессоре за один двойной ход поршня происходит один рабочий цикл, включающий в себя процессы всасывания, сжатия и вытеснения воздуха.

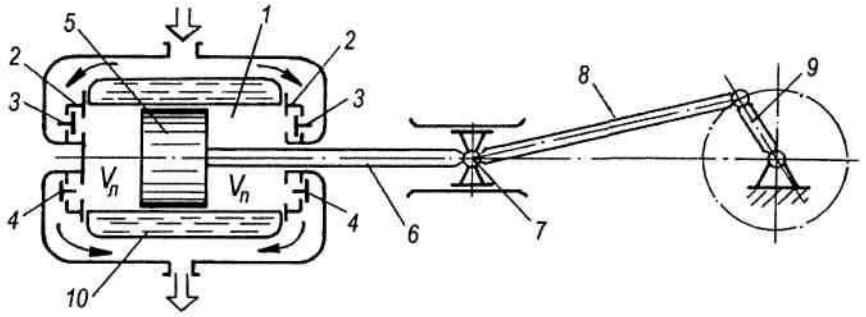


Рис. 100. Схема поршневого компрессора

По виду механизма преобразования движений в приводе поршневые компрессоры подразделяются на крейцкопфные и бескрейцкопфные. Привод компрессора простого действия, как правило, бескрейцкопфный (отсутствуют шток 6 и крейцкопф 7, а шатун 8 непосредственно соединяют с поршнем 5). Такой привод позволяет получить более компактное исполнение компрессора. Главным его недостатком является передача движущего усилия от шатуна к поршню под некоторым углом к оси цилиндра. При этом неизбежно появляется опрокидывающий момент на поршневом шарнире, способствующий интенсификации износа цилиндропоршневой пары. По этой причине крупные компрессоры с цилиндрами простого действия имеют более сложный крейцкопфный привод. Такой привод является обязательным для компрессоров с цилиндрами двойного действия.

В отличие от поршневых насосов, высокую степень повышения давления в компрессорах получают за счет многоступенчатых схем, когда воздух поочередно проходит через несколько рабочих камер компрессора. В зависимости от количества ступеней сжатия газа компрессоры подразделяют на одноступенчатые и многоступенчатые, выделяя особо среди последних двухступенчатые (рис. 101).

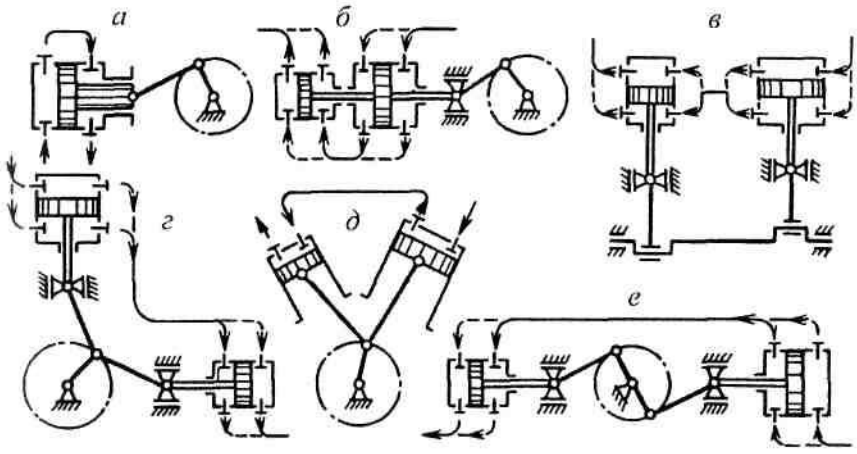


Рис. 101. Схемы двухступенчатых поршневых компрессоров

Двухступенчатое сжатие газа, являющееся преимущественным для компрессоров общепромышленного назначения и наиболее распространенным на

практике, может быть реализовано в компрессоре с дифференциальным цилиндром (рис. 101, а) или путем последовательного соединения двух цилиндров по схеме тандем-компрессора (рис. 101, б) или рядного компрессора (рис. 101, в). Взаимное расположение цилиндров, помимо рядного, может быть угловым (рис. 101, г и д.) и оппозитным (рис. 101, е).

Среди угловых компрессоров особо выделяют V-образные (рис. 101, д) и прямоугольные (рис. 101, г). В последнем случае имеется в виду прямой угол, который образуется между осями цилиндров. Причем ось одного цилиндра располагается, как правило, горизонтально, а другого - вертикально. Кроме того, известны конструкции компрессоров с W-образным и звездообразным взаимными расположениями цилиндров, приводимых в движение от общего вала.

В компрессорах большой производительности применяют параллельное соединение цилиндров, приводимых в действие общим коленчатым валом. Такие компрессоры называют многоцилиндровыми. Они подразделяются на однорядные и многорядные, которые, в свою очередь, могут иметь прямоугольное, V-образное и оппозитное взаиморасположение рядов цилиндров или поршневых групп.

В зависимости от ориентации цилиндров в пространстве однорядные компрессоры подразделяют на вертикальные и горизонтальные. Кроме того, по способу отвода тепла различают поршневые компрессоры с воздушным и водяным охлаждением.

Следует отметить, что рядность и взаимоположение цилиндров и рядов, как правило, находит отображение при маркировке поршневых компрессоров, выпускаемых отечественными заводами.

4.1.2. Конструкция поршневых компрессоров

Стационарные пневматические установки целого ряда горных предприятий укомплектованы вертикальными и горизонтальными компрессорами, ранее выпускавшимися отечественной промышленностью. Причем последние имели рядное П-образное исполнение, при котором ряд цилиндров располагается по одну сторону от оси вращения коленчатого вала, а приводной двигатель размещен между шатунно-поршневыми группами цилиндров высокого и низкого давлений. Среди П-образных горизонтальных компрессоров наибольшее применение получили компрессоры типа 1ВГ производительностью 60 м^3 /мин, а также типа 2ВГ, 55В, 55ВМ и 5Г-100/8 производительностью 100 м^3 /мин. Все перечисленные компрессоры рассчитаны на номинальное избыточное давление сжатого воздуха 8 бар.

Среди вертикальных наибольшее распространение имели крейцкопфные компрессоры типа В-300-2к и 2Р-20/8 производительностью соответственно 40 и 20 м^3 /мин при давлении сжатого воздуха 8 бар. На ряде горных предприятий в эксплуатации находятся вертикальные бескрейцкопфные компрессоры типа 200-В-10/8 с подачей 10 м^3 /мин и рабочим избыточным давлением 8 бар.

В последние годы проведена унификация воздушных компрессоров общего назначения с дальнейшим усовершенствованием их конструкций, в связи с чем горизонтальные и вертикальные компрессоры перечисленных марок сняты с производства. Стационарные пневматические установки вновь вводимых горных предприятий оборудуют новыми горизонтальными компрессорами, выполненными по оппозитной схеме, а также прямоугольными компрессорами.

Базовыми являются две модели горизонтальных оппозитных компрессоров, разработанные в соответствии с государственным стандартом: 2М10-50/8 и 4М10-100/8 (рис. 102). Буквенный индекс обозначает многорядное исполнение компрессора, цифра перед буквенным индексом - количество цилиндров (рядов кривошипно-шатунных групп), а после буквенного индекса - максимальную величину поршневой силы на штоке в десятках тысяч ньютонов. Все основные узлы обоих компрессоров унифицированы. Производительность компрессоров соответственно составляет 50 и 100 $м^3$/мин при избыточном давлении сжатого воздуха 8 бар.

Коленчатый вал 1 компрессора 4М10-100/8 (см. рис. 102) вращается в подшипниковых опорах, размещенных в торцевых частях чугунной литой станины 2 прямоугольной формы, нижняя часть которой является одновременно маслосборником (картером). Коленчатый вал имеет четыре кривошипа, на которые монтируются баббитовые подшипники шатунов 3. Кривошипы пары цилиндров высокого и низкого давлений повернуты относительно друг друга на 180°, а две пары кривошипов смещены, в свою очередь, на 90° по направлению вращения вала. Консоль вала несет на себе ротор электродвигателя, статор которого при помощи соответствующего фланца крепится к станине в торцевой ее части.

К станине жестко крепятся кронштейны 5, в которых размещены направляющие крейцкопфов 4. Кронштейны опираются на податливые стойки 14, компенсирующие температурные деформации несущих элементов корпуса компрессора. Выход штоков 7 из кронштейнов уплотнен резиновыми предсальниками 6, а вход в цилиндры загерметизирован металлическими сальниками 8. Цилиндры двойного действия первой 13 и второй 16 ступеней консольно закреплены на кронштейнах крейцкопфов при помощи соответствующих фланцев и имеют двустенную конструкцию. В полостях 10 корпусов цилиндров и крышек циркулирует охлаждающая вода. Поршень 11 первой ступени имеет сварную конструкцию, а поршень 15 второй ступени - чугунный литой. Клапаны 12 первой ступени размещены в крышках цилиндра, а второй ступени в корпусе. Клапаны обеих ступеней прямоточные круглые и одинаковые. Каждая из двух рабочих камер цилиндра первой ступени имеет по две пары всасывающих и нагнетательных клапанов, а второй ступени - но одному клапану. Байпасы 9 служат для регулирования подачи компрессора перепуском воздуха с нагнетания на всасывание.

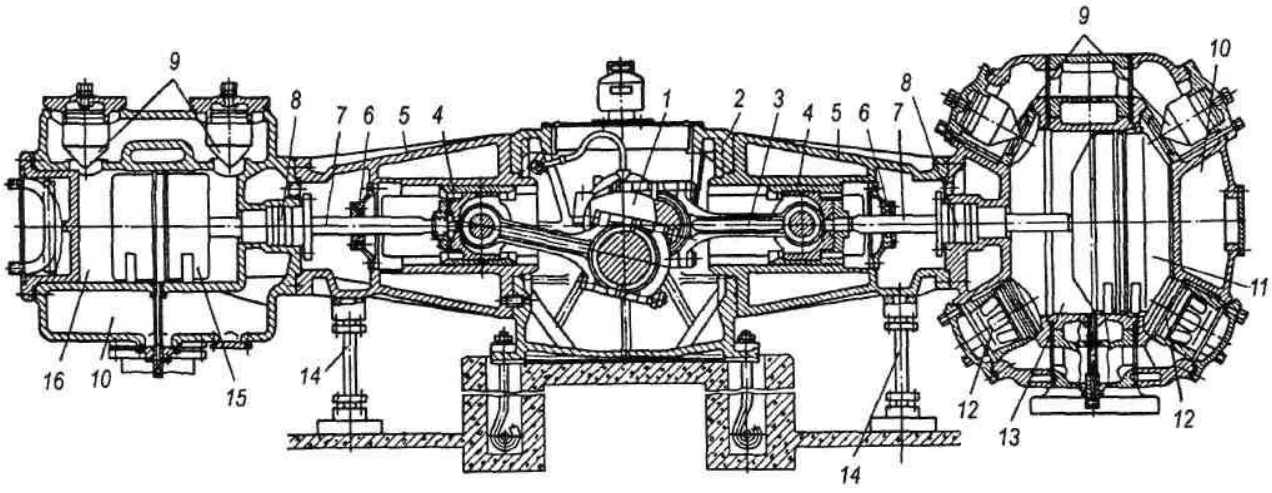


Рис. 102. Разрез по цилиндрам поршневого оппозитного компрессора 4М10-100/8

При оппозитной схеме цилиндры компрессора располагаются в два ряда по обе стороны от оси вращения коленчатого вала и имеют взаимно противоположное направление движения шатунно-поршневых групп. Равенство сил инерции поступательно движущихся масс и поршневых сил с противоположным их направлением в каждой паре цилиндров обеспечивает высокую степень уравновешенности компрессора, что, в свою очередь, позволяет увеличить частоту вращения коленчатого вала и при прочих равных условиях снизить размеры и массу компрессорного агрегата и его фундамента. Компрессор не имеет маховика. Его роль выполняет ротор электродвигателя, насаженный на консоль коленчатого вала, частота вращения которого доведена до 500 об/мин и в три раза превышает таковую у компрессоров П-образного типа такой же производительности. При этом существенно снизилась удельная мощность компрессора.

Наряду с положительными результатами, отмеченными выше, увеличение частоты вращения коленчатого вала компрессора привело к неизбежному росту частоты пульсаций воздуха в трубопроводах и системах воздухораспределения с опасностью резонансных явлений. Поэтому перед первой ступенью и после второй ступени компрессора устанавливают специальные буферные емкости.

Регулирование поршневого компрессора 4М10-100/8 осуществляется ступенчато комбинированным способом с последовательным снижением подачи на 25, 50, 75 и 100 % по отношению к ее номинальному значению. Принципиальная схема электропневматической системы автоматического регулирования производительности компрессора представлена на (рис. 103).

Номинальная подача компрессора, имеющего две одинаковые двухступенчатые цилиндропоршневые группы, обеспечивается одновременной работой четырех пар рабочих камер. Перевод одной пары камер на холостой ход при помощи байпасов *Б1,* переключающих нагнетание на всасывание, обеспечивает первую ступень регулирования - 75 % от номинальной подачи компрессора.

Дополнительным аналогичным переводом на холостой ход второй и третьей пар рабочих камер байпасами *Б2* и *Б3* реализуются соответственно вторая (50 %) и третья (25 %) ступени регулирования подачи. Четвертая ступень (холостой ход компрессора) достигается путем сообщения нагнетания с атмосферой при помощи электроприводного управляемого вентиля *УВ*, установленного перед обратным клапаном *ОК*.

Подачей сжатого воздуха к пневмоцилиндрам байпасов *Б1, Б2 и Б3* управляют электромагнитные клапаны *К1, К2 и К3*, установленные на соответствующих пневмопроводах, подключенных к воздухосборнику *В*. В качестве регулятора давления *РД* (датчика системы регулирования подачи) используется электроконтактный манометр *ЭКМ,* сигнал от которого после обработки и преобразования электрическим блоком системы регулирования подается к электромагнитным клапанам (показано пунктирными линиями на схеме рис. 103).

При обесточенных электромагнитных клапанах проходы в них перекрыты, пневмоцилиндры байпасов сообщены с атмосферой, а клапаны байпасов открыты (рабочие камеры цилиндров переведены на холостой ход). Подача электрического тока к обмоткам катушек электромагнитного клапана сопровождается открытием прохода для сжатого воздуха, подаваемого к пневмоцилиндрам соответствующих байпасов. Клапан байпаса перекрывается, обеспечивая включение в нормальный режим рабочих камер компрессора.

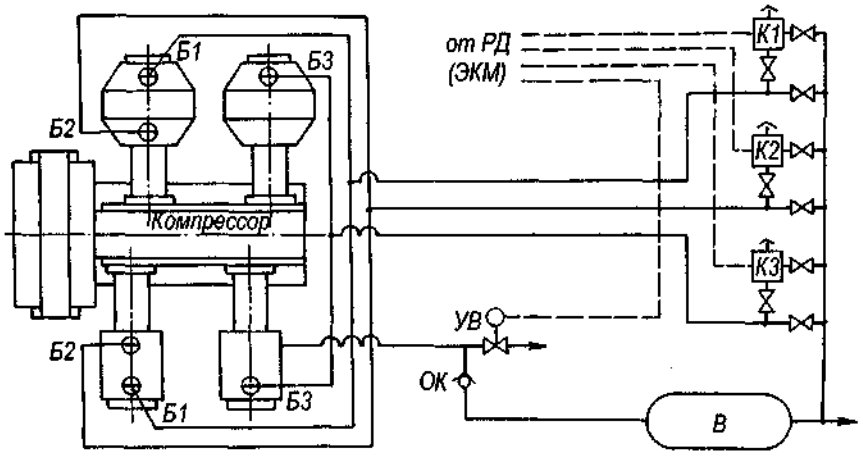


Рис.103. Схема регулирования подачи компрессора 4М10-100/8

Системой управления предусмотрено дистанционное включение электромагнитных клапанов со щита управления независимо от давления воздуха в воздухосборнике. Это необходимо на начальном этапе пуска пневматической установки. Кроме того, сжатый воздух к пневмоцилиндрам байпасов может быть подключен также вручную с помощью вентилей, установленных на пневмопроводах системы регулирования подачи компрессора.

Компрессор 2М10-50/8 образован одной двухступенчатой цилиндропоршневой группой, имеющей, за малым исключением, такую же конструкцию, как и представленного на рис. 102 компрессора 4М10-100/8. При наличии двух

пар рабочих камер двухступенчатого сжатия компрессор обеспечивает четыре ступени регулирования.

Первая ступень (75 % от номинальной подачи) достигается подключением *ДВП* к одной паре цилиндров. Объем полостей *ДВП* подобран таким образом, что при их подключении производительность пары рабочих камер снижается в два раза. Вторая ступень (50 %) реализуется отключением *ДВП* на первой паре и переключением нагнетания на всасывание второй пары рабочих камер. Третья ступень (25 %) обеспечивается одновременным подключением *ДВП* на одной паре рабочих камер и переключением нагнетания на всасывание второй пары. На четвертой ступени (холостой ход) при помощи управляемого вентиля нагнетание компрессора дополнительно сообщается с атмосферой.

Отечественные заводы в последние годы расширили номенклатуру производимых оппозитных горизонтальных компрессоров, выпуская их под маркой ВМ (воздушный, многорядный). Для комплектации рудничных пневматических установок могут быть использованы компрессоры 2ВМ4-24/9, 2ВМ4-27/9, 2ВМ10-50/9, 2ВМ10-63/9, 4ВМ10-100/9, 4ВМ10-110/9 и 4ВМ10-120/9 с номинальной подачей соответственно 24, 27, 51,2, 63, 103, 110 и 124,5 $м^3$ /мин и абсолютным давлением сжатого воздуха на выходе 9 бар.

Для стационарных пневматических установок разработан ряд компрессоров типа *ВП* (воздушный, прямоугольный) производительностью от 6 до 100 $м^3$ /мин при избыточном давлении сжатого воздуха от 8 до 220 бар. В настоящее время на горных предприятиях применяются двухступенчатые прямоугольные компрессоры типа ВП-10/8, ВП-20/8, ВП-30/8 и ВП-50/8. В связи с освоением описанных выше горизонтальных оппозитных компрессоров номенклатура выпускаемых прямоугольных компрессоров существенно сократилась. Для комплектации рудничных пневматических установок можно ориентироваться только на три первых из перечисленных выше моделей.

На рис. 104 показана конструкция компрессора 305ВП-30/8, являющаяся типовой для всех прямоугольных компрессоров, базовые узлы которых унифицированы. Число 30 перед буквенным индексом обозначает вторую модернизацию компрессора, 5 - типоразмер базы, характеризуемый усилием, действующим на шток (в десятках тысяч ньютонов). Цифры после буквенного индекса - подача ($м^3$ /мин) и давление (бар) сжатого воздуха.

Базой компрессора служит чугунная литая станина 1 угловой коробчатой формы. Однокривошипный коленчатый вал 2 опирается на две роликоподшипниковые опоры, смонтированные в боковинах станины. На консольный конец вала насажен ротор электродвигателя, статор которого при помощи фланца крепится к боковине станины. Чугунные противовесы (дебалансы), закрепленные на валу, служат для уравновешивания инерционных усилий в поршневой группе. Крейцкопфы 3 и 4 имеют съемные башмаки, рабочие поверхности которых залиты баббитом. Кривошипные шарниры шатунов 5 и 6 оборудованы подшипниками качения, а крейцкопфные - подшипниками скольжения. Цилиндр 7 первой ступени имеет вертикальное расположение, а цилиндр 5 второй ступени - горизонтальное. Цилиндры, поршни и штоковые уплотнения имеют примерно такую же конструкцию, что и аналогичные узлы оппозитных ком-

прессоров. Цилиндры компрессора укомплектованы прямоточными круглыми клапанами 9. На станине закреплен вертикальный кожухотрубный промежуточный холодильник 10 компрессора.

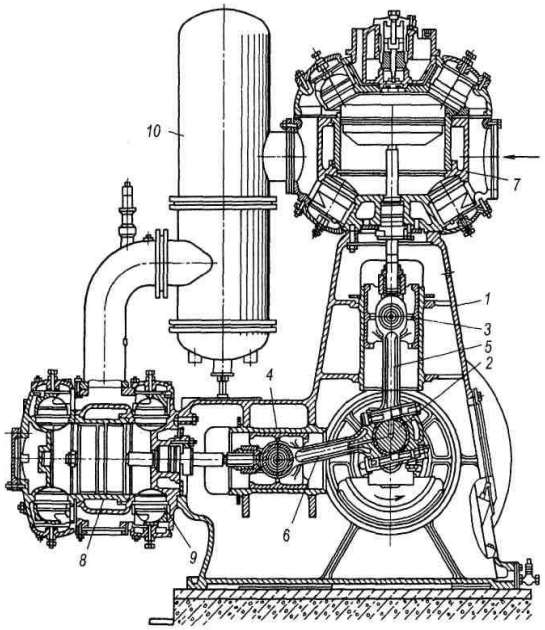


Рис. 104. Прямоугольный воздушный компрессор 305ВП-30/8

Регулирование производительности компрессоров ВП двухступенчатое путем перевода на холостой ход одной (уменьшение подачи на 50 %) или двух пар (нулевая подача) рабочих камер двухступенчатого сжатия. Перевод на холостой ход осуществляется различными способами. На старых моделях компрессоров ВП-10/8 и ВП-20/8, экипированных кольцевыми пластинчатыми клапанами, перевод на холостой ход производится полным отжимом пластин всасывающих клапанов на всем ходе поршня. По мере освоения прямоточных клапанов на этих моделях компрессоров стал использоваться перепуск воздуха с нагнетания на всасывание. Рабочие камеры компрессора ВП-30/8 переводятся на холостой ход подключением *ДВП*.

Тема 4.2. Винтовые компрессоры

4.2.1. Винтовые компрессоры их устройство

В последние годы в горной промышленности находят применение винтовые компрессоры, которые, как и поршневые, относятся к группе объемных машин.

На рис. 105 показан передвижной винтовой одноступенчатый компрессор ЗИФ-ШВ-5. Производительность этого компрессора 5 $м^3$/мин при избыточном давлении 0,7 МПа и частоте вращения вала 5689 $мин^{-1}$. В компрессорную установку, смонтированную на передвижной тележке, входят компрессор, взрывобезопасный асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, воздухосборник, масляный охладитель и фильтр. Компрессор состоит из корпуса 1 с всасывающим 2 и напорным 3 патрубками, ведущего 4 и ведомого 5 винтовых роторов и повышающего редуктора, ведущая шестерня 6 которого насажена на вал 7. Воздух из всасывающего патрубка поступает в винтовые каналы между роторами и корпусом. В определенный момент вращения эти заполненные воздухом полости сначала изолируются от всасывающего патрубка, а затем зубцы одного ротора постепенно заполняют впадины другого и объем воздуха в канале уменьшается. Воздух во впадине 8 ротора 5 начинает сжиматься, так как спиральный зуб 9 ротора 4 постепенно заполняет эту впадину. Сжатие воздуха продолжается до соединения заполненной воздухом полости с выхлопным окном 10.

Благодаря большой частоте вращения роторов процесс сжатия происходит настолько быстро, что утечки воздуха невелики.

Давление воздуха в конце сжатия в винтовом канале не зависит от давления в напорном патрубке и определяется только конструкцией роторов и расположением выхлопного окна.

На рис. 105 показаны также: 11 - дроссельный клапан для регулирования производительности; 12 - подшипники роторов; 13 - обратный клапан на напорном патрубке для предотвращения обратного тока воздуха; 14 - фильтр для очистки всасываемого воздуха; 15 - вентилятор для охлаждения; 16 - полумуфта для соединения компрессора с двигателем; 17 - полость нагнетания.

Компрессор маслозаполненный, так как в камеру сжатия подается масло для уплотнения зазоров и охлаждения сжимаемого воздуха, что снижает показатель политропы сжатия. Подача масла в компрессор производится основной секцией двухсекционного шестеренного насоса.

Отделение масла от воздуха происходит в воздухосборнике, который одновременно является и резервуаром для масла. Окончательная очистка масла от воздуха происходит в маслоотделителе. Дополнительная секция шестеренного маслонасоса отсасывает скапливающееся масло из маслоотделителя и подает его в воздухосборник. Горячее масло из воздухосборника поступает в трубчатый охладитель и далее к фильтру.

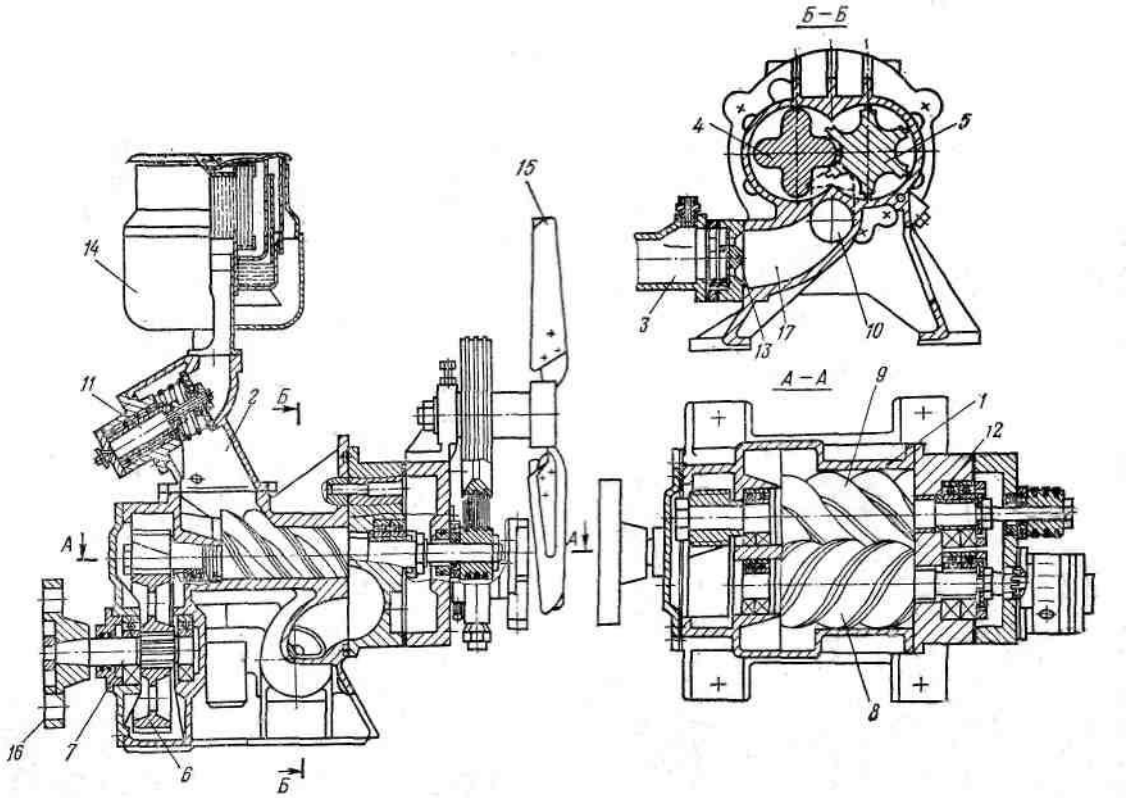


Рис. 105. Винтовой передвижной компрессор ЗИФ-ШВ-5

На (рис. 106) показана зависимость давления воздуха в одном из винтовых каналов компрессора от его объема. Линиями обозначены процессы; 1—2 — всасывание; 2—3 — сжатие; 3—4 — выталкивание сжатого воздуха; Эта диаграмма соответствует периоду, когда давление в винтовом канале в момент соединения его с выхлопным окном равно давлению воздуха в напорном патрубке. Если давление в напорном патрубке выше расчетного, то перед выталкиванием воздуха происходит изохорное дожатие его в полости нагнетания 17 (рис. 105) за счет подачи сжатого воздуха из следующего винтового канала (рис. 106, линия 3—5). В связи с этим работа при той же степени повышения давления будет больше, чем работа в поршневом компрессоре на величину площади 3-5-6-3,

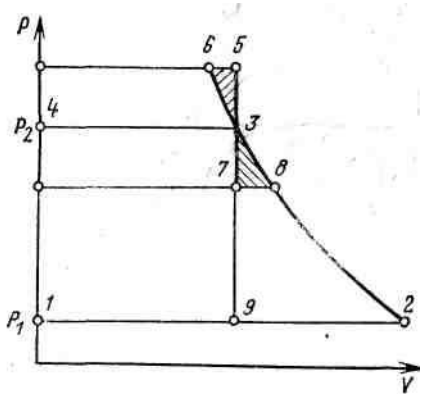


Рис.106.Диаграмма процессов в винтовом компрессоре

Если давление в напорном патрубке ниже расчетного, то в начале выталкивания происходит изохорное расширение воздуха в полости нагнетания (линия 3-7) и потому работа по сравнению с поршневым компрессором возрастает на величину, равноценную площади 3-7-8-3. Когда винтовой компрессор работает на выхлоп (в атмосферу), работа определится площадью 2-3-9-2.

Действительная производительность винтового компрессора ($м^3$/мин)

$$V_{мин} = \alpha_n lzn(F_1 + F_2), \qquad (95)$$

где α_n - коэффициент подачи, равный 0,85 ... 0,95;

l - длина винтового канала, м;

z и n - соответственно число каналов и частота вращения ведущего ротора;

F_1 и F_2 - площади поперечного сечения винтовых каналов соответственно ведущего и ведомого роторов, $м^2$.

Теоретическая производительность винтового компрессора определяется также по формуле (95), но без α_n в правой части выражения.

Показатель политропы процесса сжатия воздуха в этих компрессорах примерно соответствует показателю адиабаты. Полный к.п.д. их довольно высок.

Степень повышения давления в одной степени винтового компрессора не превышает 4,5 ... 5, поэтому при более высоких степенях повышения давления применяются двухступенчатые компрессоры.

Производительность винтовых компрессоров регулируется изменением частоты вращения и дросселированием воздуха на всасывании.

Винтовые компрессоры изготавливаются Казанским компрессорным заводом. Наиболее крупный из этих компрессоров типа 6 ВКМ-25/8 характеризуется данными: производительность 25 $м^3$/мин, давление 0,8 МПа, частота вращения 2965 $мин^{-1}$.

В зарубежной практике известны винтовые компрессоры большой производительности.

Преимущества винтовых компрессоров небольшие масса и размеры; отсутствие клапанов; равномерная подача воздуха; устойчивая работа на внешнюю сеть.

Недостатки винтовых компрессоров; высокая стоимость компрессора (из-за высокой точности обработки роторов); большой шум при неблагоприятном спектре его частоты; наличие зубчатой передачи; неэкономичность работы при отклонении давления сжатого воздуха за компрессором от расчетного.

Тема 4.3. Турбокомпрессоры

4.3.1. Назначение и устройство турбокомпрессоров

Освоенные промышленностью турбокомпрессоры обеспечивают производительность от 45 до 12000 м^3/мин при давлении сжимаемого газа от 1,4 до 56 бар. На стационарных пневматических установках горных предприятий получили применение воздушные турбокомпрессоры К-500-61-1, К-250-61-2 и ЦК-115/9. Производительность компрессоров соответственно 500, 250 и 115 м^3/мин при давлении сжатого воздуха 9 бар. Первые два компрессора являются одноцилиндровыми центробежными машинами с шестью ступенями сжатия, распределенными на три секции с двумя внешними промежуточными холодильниками. Центробежный турбокомпрессор ЦК-115/9 имеет двухцилиндровое исполнение с шестью ступенями сжатия при двух секциях и двух промежуточных холодильниках. Для оборудования рудничных пневматических установок могут быть использованы также турбокомпрессоры ЦК-135/9, 32ВЦ-100/9 и 43ВЦ-160/9, выпускаемые в настоящее время отечественными заводами.

На (рис. 107) представлено общее устройство центробежного компрессора К-250-61-2. Компрессор состоит из спирального подвода 1, рабочих колес 3, насаженных на общий приводной вал 2 и размещенных в корпусе 6. Диафрагмами 7 корпус разделен на секции по числу рабочих колес. В диафрагме расположены каналы выходного диффузорного 5 и обратного 4 направляющих аппаратов.

По выходе из каналов рабочего колеса первой ступени воздух проходит диффузорный лопаточный направляющий аппарат, в котором динамический напор частично преобразуется в статический, а затем поступает в обратный направляющий аппарат, посредством которого воздушный поток раскручивается перед входом во вторую ступень. Аналогично воздух проходит все остальные ступени компрессора и через нагнетательный патрубок 10 спирального отвода 5 последней ступени вытесняется в пневмосеть. Для уравновешивания осевых

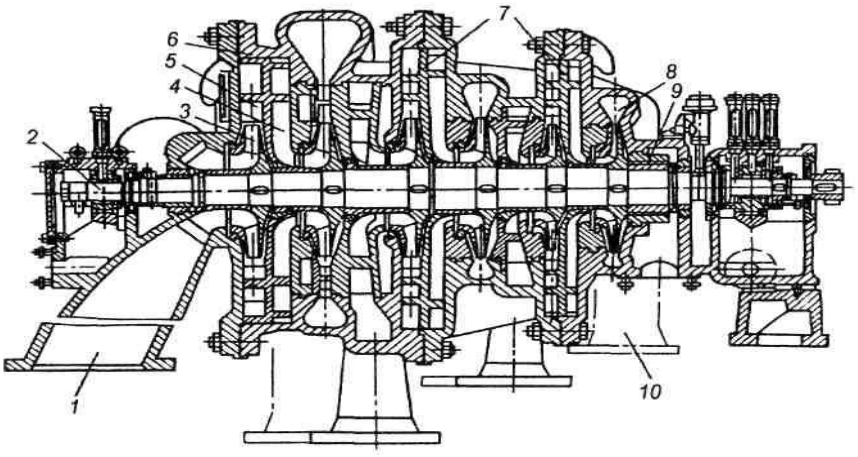


Рис. 107. Турбокомпрессор К-250-61-

сил, действующих на рабочее колесо, на валу за последней ступенью компрессора устанавливают разгрузочный поршень (думмис) 9, который оказывает такое же действие, как и разгрузочный диск секционного насоса. Размеры проточных каналов рабочих колес и перепускных аппаратов уменьшаются по мере перехода от ступеней низкого давления к ступеням высоких давлений.

Одно из технических решений системы противопомпажной защиты турбокомпрессоров представлено на (рис. 108). Основными функциональными элементами системы являются гидравлический струйный регулятор, сервопривод и противопомпажный клапан. Сервопривод 12 и противопомпажный клапан 13 расположены на одной вертикальной оси, а их штоки связаны между собой тягой. На линии подвода масла к сервоприводу установлен обратный клапан 9 с регулируемым дросселем, который обеспечивает быстрое открытие противопомпажного клапана и медленное его закрытие. Противопомпажный клапан открывается усилием смонтированной в нем пружины, а также перепадом давления на поверхностях двухседельного запорного элемента.

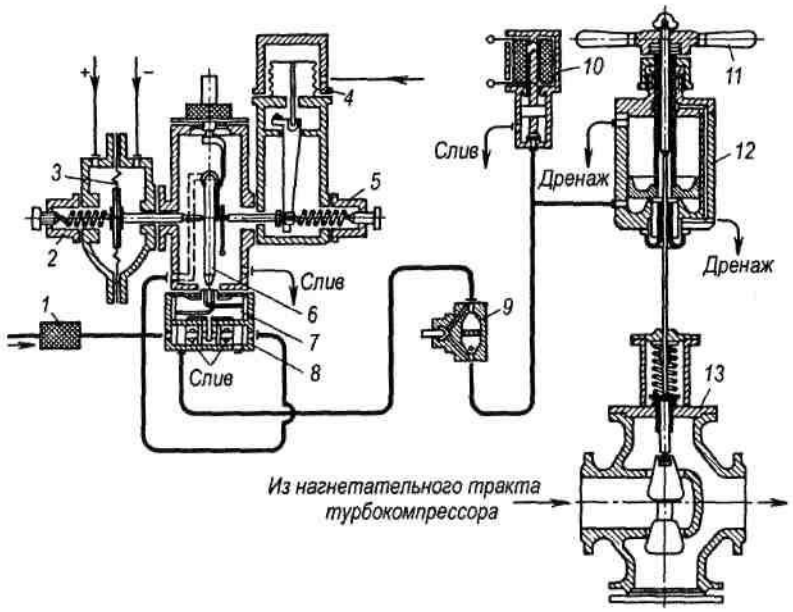


Рис. 108. Система противопомпажной зашиты турбокомпрессора

Чувствительными элементами струйного регулятора являются мембрана 3 и сильфон 4. На мембрану воздействует перепад давлений от измерительной диафрагмы, установленной на всасывающей стороне компрессора. Полость под сильфоном находится под давлением сжатого воздуха в пневмосети. Мембрана и сильфон действуют своими толкателями на струйную трубку 6 во взаимообратных направлениях. Усилия толкателей регулируются пружинами 2 и 5 с соответствующими установочными винтами. Масло под давлением 0,5 МПа через фильтр тонкой очистки 1 подается к торцам распределительного золотника 8 регулятора. При нормальной работе компрессора усилие со стороны мембраны больше, чем со стороны сильфона, и струйная трубка отклонена вправо от среднего положения. Струя масла попадает в правое приемное сопло вторично-

го усилителя. Из-за разности давлений поршень 7 перемещается вправо, перемещая соответствующим поводком в эту же сторону распределительный золотник. Золотник своим левым торцом открывает проход силовому потоку масла к обратному клапану 9 и затем в нижнюю полость сервопривода противопомпажного клапана, который при этом закрывается.

При повышении давления в сети подача компрессора снижается, что вызывает соответствующее уменьшение перепада давлений на диафрагме расходомера и на мембране регулятора. Усилия, действующие на струйную трубку, уравновешиваются, она занимает среднее положение относительно приемных сопел, что приводит к выравниванию давлений на торцевые поверхности поршня 7. При дальнейшем повышении давления и его приближении к некоторому контрольному или близкому к критическому, когда давление со стороны сильфона становится больше давления со стороны мембраны, струйная трубка отклоняется влево. Из-за разности давлений поршень 7 через поводок перемещает влево распределительный золотник 8, который сообщает сервопривод со сливом. Под действием собственной пружины и давления сжатого воздуха противопомпажный клапан открывается, выпуская часть воздуха в атмосферу.

Противопомпажный клапан при необходимости может быть открыт вручную маховиком 11 или дистанционно включением электромагнитного вентиля 10 на слив.

На (рис. 109) представлена система управления дросселированием всасывания при регулировании подачи турбокомпрессора. Базовыми элементами системы являются гидравлический струйный регулятор, дроссельная заслонка с сервоприводом и механизм обратной связи. В корпусе регулятора имеется струйная трубка 4, на которую через сильфон 3 и систему рычагов воздействует усилие, создаваемое сжатым воздухом из пневмосети. Через фильтр тонкой очистки 12 к струйной трубке подается масло от насоса под давлением 0,5 МПа. Масло подводится и ко вторичному усилителю 1 регулятора. Сервопривод 7 дроссельной заслонки аналогичен по конструкции с сервоприводом противопомпажного клапана. Его шток 8 соединен тягой 9 и рычагом 10 с осью дроссельной заслонки 11.

При нормальном режиме работы турбокомпрессора струйная трубка, находясь под действием усилий со стороны сильфона 3 и пружин 2 и 5, занимает среднее положение. Давление в линиях подвода масла к верхней и нижней полостям сервопривода уравнены, его поршень неподвижен и дроссельная заслонка открыта. При повышении давления в пневмосети струйная трубка отклоняется влево, направляя масло в левое сопло. При этом поршень вторичного усилителя перемещается влево, отодвигая в эту же сторону распределительный золотник, открывающий доступ масла в полость над поршнем сервопривода.

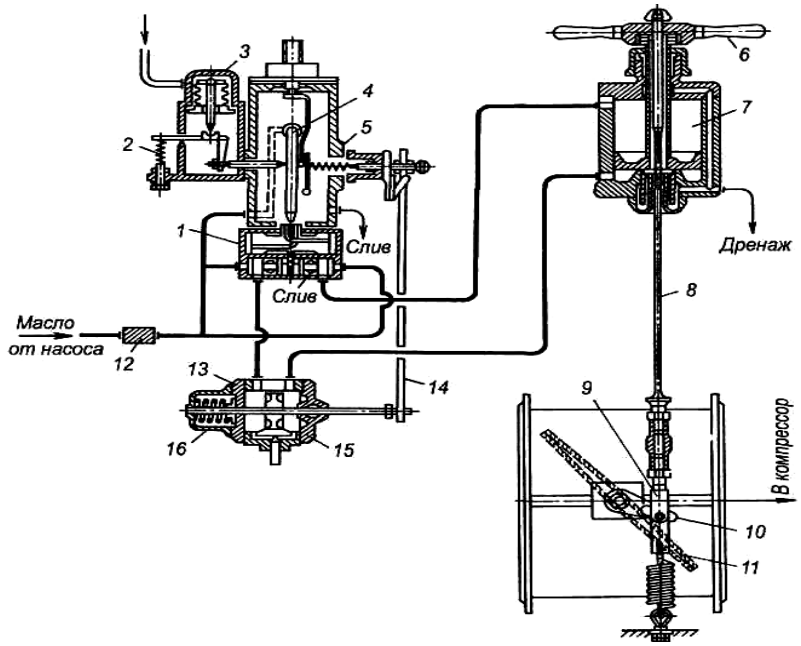


Рис. 109. Система управления дросселированием всасывания турбокомпрессора

Распределительный золотник, отодвинутый поршнем влево, соединяет камеру механизма обратной связи 13 и нижнюю полость сервопривода со сливом. Перемещаясь вниз под действием давления масла, поршень сервопривода вытесняет масло из нижней полости в правую полость цилиндра механизма обратной связи. Поршень 15 механизма обратной связи перемещается влево и рычагом 14 растягивает пружину настройки 5, в результате чего струйная трубка занимает среднее положение и перемещение поршня прекращается. Последующее перемещение поршня 15 открывает паз на внутренней поверхности цилиндра обратной связи и давления в полостях механизма обратной связи выравниваются. Под действием пружины 16 поршень в цилиндре обратной связи возвращается в среднее положение, сжимая пружину настройки 5 до установленного значения. При уменьшении давления в пневмосети процесс регулирования подачи реализуется в обратном порядке. Для ручного регулирования подачи служит маховик 6 сервопривода.

Рабочий процесс турбокомпрессоров и их напорные характеристики зависят от конструктивного исполнения ступеней и интенсивности теплообмена с окружающей средой. При движении воздуха в каналах рабочих колес выделяющееся в процессе сжатия тепло практически не отводится. Воздух дополнительно подогревается теплом, выделяющимся в результате аэродинамического сопротивления каналов. Поэтому процесс сжатия в рабочем колесе, как правило, гиперадиабатный с показателем политропы n = 1,4-1,5.

Отвод тепла между ступенями осуществляют следующими способами: внутренним охлаждением при помощи водяных рубашек в корпусе компрессора (перепускных каналах); внешним - в промежуточных охладителях. В последнем случае сжатый воздух после двух-трех ступеней пропускают через выносной охладитель и затем подают в следующие ступени, что приводит к уве-

личению аэродинамических потерь энергии в компрессоре. Применяют также комбинированное (внешнее и внутреннее) охлаждение воздуха.

Максимальная величина изотермического КПД турбокомпрессоров с внутренним охлаждением составляет 0,55-0,60, с внешним - 0,60-0,70 и с комбинированным - 0,70-0,73. Несмотря на относительно невысокий КПД, турбокомпрессоры находят применение на горных предприятиях при относительно больших воздухопотреблениях ($Q \geq 500$ м^3/мин). Они имеют следующие преимущества в сравнении с поршневыми компрессорами: быстроходность; полная динамическая уравновешенность и компактность; равномерность и непрерывность подачи воздуха, в результате чего нет необходимости в использовании воздухосборников; отсутствие масел в сжатом воздухе; простота обслуживания и высокая надежность в работе.

4.3.2. Электрооборудование и автоматизация пневматических установок

Компрессоры передвижных станций, как отмечалось выше, в качестве привода имеют электродвигатели или двигатели внутреннего сгорания. Стационарные компрессорные агрегаты оснащены исключительно электрическим приводом.

Стационарные компрессоры небольшой производительности (до 5—10 м^3/мин) имеют в качестве привода короткозамкнутые асинхронные электродвигатели, пуск которых осуществляется прямым включением в сеть на полное напряжение или при пониженном напряжении через автотрансформатор или реактор. Управление короткозамкнутым электродвигателем осуществляется при помощи магнитного пускателя или станции управления.

Компрессоры средней производительности (до 30 м^3 /мин) приводятся в действие асинхронным двигателем с фазным ротором. Пуск в ход такого двигателя производится реостатом, включенным в цепь ротора. Запуск двигателя может быть ручным, полуавтоматическим и автоматическим. При полуавтоматическом управлении часть операций осуществляется вручную при помощи кнопок или командоконтроллеров, а остальные - автоматически. В качестве аппаратов ручного управления применяются рубильники, магнитные пускатели, роторные контакторы, реостаты. Для автоматического и полуавтоматического запуска применяются автоматы, контакторы, магнитные пускатели и станции управления. В соответствии с нормами технологического проектирования шахт область применения асинхронных двигателей для компрессоров ограничивается мощностью 100 кВт.

Поршневые компрессорные агрегаты производительностью более 30 м^3/мин в качестве привода обычно имеют тихоходные синхронные электродвигатели, используемые для увеличения $\cos\varphi$ шахтной электрической сети. Ротор этих двигателей обычно монтируется на консоли коленчатого вала поршневого компрессора. В настоящее время для поршневых компрессоров разработаны и освоены промышленностью синхронные двигатели серии ДСК (двигатель син-

хронный компрессорный). Они рассчитаны для работы с $\cos\varphi = 1$ и на асинхронный пуск при прямом включении на полное напряжение. Двигатели серии ДСК могут включаться в сеть с напряжением 3000 или 6000 В, для чего обмотка статора имеет 12 выведенных наружу концов, при помощи которых можно изменять способ соединения катушек в обмотке статора.

Турбокомпрессоры приводятся в действие быстроходными синхронными двигателями с частотой вращения $n = 3000$ об/мин. Запуск синхронных двигателей обычно автоматизирован при помощи магнитных станций управления. Электроснабжение компрессорных станций осуществляется от электроподстанции технологического комплекса поверхности шахты или карьера по двум независимым кабельным или воздушным линиям.

Управление стационарными компрессорными агрегатами станций, кроме ручного, может быть автоматическим и полуавтоматическим. При автоматическом управлении все операции по пуску и останову агрегатов выполняются автоматически с соблюдением необходимой последовательности. При полуавтоматическом управлении автоматизируются только отдельные операции. Разработанные и реализованные в настоящее время схемы автоматизации компрессорных станций, главным образом с поршневыми компрессорами и частичным применением несерийной аппаратуры, не предусматривают удаления машинистов, так как некоторые виды возможного аварийного состояния агрегатов трудно поддаются автоматическому контролю. Целью автоматизации компрессорных станций является максимальное облегчение труда машинистов и повышение надежности и безопасности работы компрессорных агрегатов.

Схемами автоматизации предусматриваются:

- пуск и останов агрегатов в определенной последовательности от одного пускового или остановочного импульса;
- загрузка и разгрузка компрессоров при пуске и останове;
- регулирование производительности станции;
- продувка концевых охладителей и воздухосборников;
- регистрация основных контролируемых параметров;
- защита компрессорных агрегатов от действия следующих факторов: перегрева подшипников; повышения температуры сжатого воздуха в цилиндрах сверх допустимой; прекращения подачи охлаждающей воды; падения или повышения давления масла в системе смазки механизма движения; нарушения режима смазки цилиндров;
- электрическая защита в соответствии с Правилами технической эксплуатации электроустановок, а также аварийная и исполнительная сигнализации (световая и звуковая).

В реализованных схемах автоматизации дистанционное измерение температуры с пульта управления осуществляется при помощи лагометров, работающих совместно с термометрами сопротивления и многоточечными переключателями. Загрузка компрессоров при пуске и разгрузка при останове осуществляются при помощи обратного клапана на нагнетательном трубопроводе и автоматического клапана на разгрузочном патрубке, соединяющем цилиндр высокого давления с атмосферой.

Тема 4.5. Вспомогательное оборудование компрессоров

4.5.1. Измерительные приборы для контроля работы компрессора

Поршневые компрессоры имеют приборы и устройства защиты: электроконтактные манометры на промежуточном охладителе, после второй ступени сжатия, на трубопроводах охлаждающей воды и системы смазки механизма движения: электронный самопишущий мост с малоинерционными термометрами сопротивления для измерения и записи температуры сжатого воздуха после ступеней сжатия и на выходе из промежуточного охладителя, а также температуры масла на выходе из картера; пружинные предохранительные клапаны на промежуточном охладителе и на буферной емкости после второй ступени сжатия; измерительные приборы и устройства защиты электродвигателя.

С помощью аппаратуры защиты компрессор автоматически отключается и машинисту подается звуковой сигнал: при повышении температуры сжатого воздуха после второй ступени до 170 °С; повышении давления сжатого воздуха в воздухопроводе на 10% по сравнению с нормальным; понижении давления масла в механизме движения и давления охлаждающей воды до 0,05 МПа. Система автоматически выполняет следующие функции: программный дистанционный пуск и остановку компрессора, дистанционный контроль всех основных показателей работы, сигнализацию предупреждающую и аварийную, отключение и блокировку двигателя компрессора при отклонении от заданных показателей.

4.5.2. Фильтры воздухосборники

Фильтры для очистки всасываемого воздуха. Фильтры предназначены для выделения из всасываемого воздуха пыли и других механических примесей, попадание которых в компрессоры приводит к их преждевременному износу. Кроме того, пыль в смеси со смазкой образует нагар в поршневых компрессорах, который способствует пригоранию поршневых колец, а также снижает герметичность клапанной системы воздухораспределения.

Грубая очистка всасываемого воздуха осуществляется металлическими сетками, установленными на раструбе воздухозаборного устройства. Для средней (выделение частиц от 10 до 100 мкм) и тонкой (5-10 мкм) очистки воздуха используют масляные самоочищающиеся и ячейковые фильтры, некоторые конструкции которых представлены на (рис. 110). Предельно допустимая величина запыленности воздуха, поступающего в компрессор, равна 0,5 мг/м.

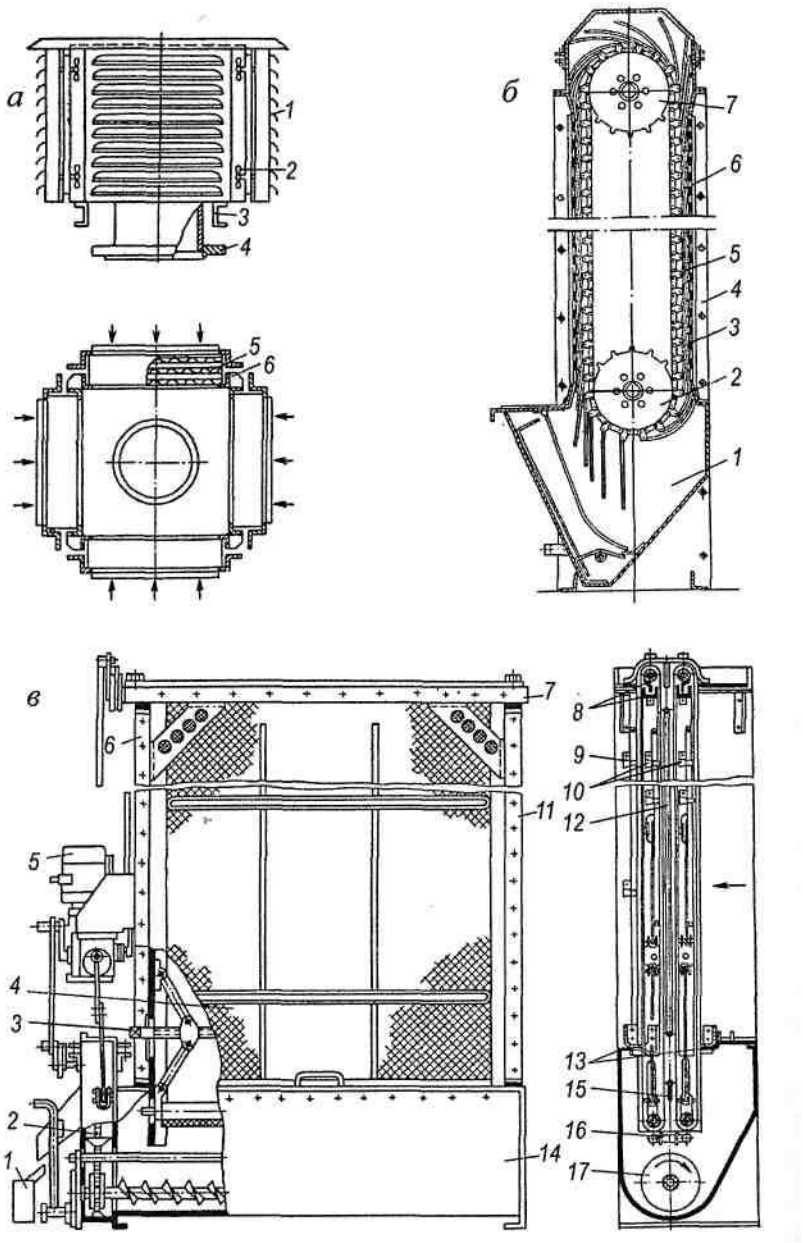


Рис. 110. Конструкции фильтров для очистки всасываемого воздуха

Фильтр может быть индивидуальным для каждого компрессора или групповым, обслуживающим всю компрессорную станцию. Для поршневых компрессоров предпочтительным считается использование групповых фильтров, так как в этом случае снижается отрицательное воздействие пульсирующей подачи на работу фильтров и возникает возможность использования наддува воздуха в компрессоры с помощью вентиляторов.

Ячейковый индивидуальный фильтр компрессора 4ВМ10-100/8 (рис. 110, а) состоит из каркаса 6 со встроенными в него ячейками 5, каждая из которых представляет собой набор гофрированных металлических сеток, собранных в виде пакета и смоченных висциновым маслом. Перед каждой ячейкой установлены жалюзи 1, исключающие попадание крупных частиц во всасываемый воздух. Ячейки и жалюзи прикреплены к каркасу винтами 2. Фильтр устанавлива-

ется на швеллерных балках 3 и соединяется со всасывающим трубопроводом компрессора фланцем 4.

Для очистки воздуха с начальной запыленностью до 5 мг/м используются ячейки из 12 рядов сеток с уменьшающимся по ходу воздуха размером отверстий. При запыленности до 10 мг/м применяются ячейки фильтров с 18 сетками. Не реже одного раза в два месяца ячейки подлежат продувке сжатым воздухом с последующей промывкой в горячем содовом растворе и воде.

Самоочищающийся шторный фильтр (рис. 110, б) состоит из корпуса 4, двух пар (верхней и нижней) звездочек 2 и 7, соединенных втулочно-роликовыми цепями 3, на которых шарнирно закреплены сетчатые полотна (шторы) 5. При вращении звездочек шторы перемещаются и образуют многослойную фильтрующую поверхность на пути движения очищаемого воздуха, поступающего через решетку 6. Шторы по мере вращения приводных звездочек погружаются в ванну 1, заполненную висциновым маслом, смачиваются этим маслом и одновременно очищаются от загрязнений.

Самоочищающиеся сетчатые фильтры Кт (рис. 110, в) выпускаются различных типоразмеров (Кт3О, Кт40, Кт6О, Кт80, Кт120, Кт160 с площадью прохода соответственно от 3 до 16 м^2.

Фильтры состоят из масляной ванны 14, левой 6 и правой 11 стенок, головки 7, двух фильтрующих сеток 4, образующих четыре фильтрующие панели, внутренних 10, наружного 9 и среднего 12 ограничителей парусности, натяжных устройств 3, привода 5 (электродвигатель с редуктором на общей раме) и бачка 1 для сбора шлама.

Очищаемый воздух последовательно проходит через две пары поверхностей движущихся сеток, в которых улавливаются частицы пыли. При движении в пределах ванны 14 накопившийся на поверхностях сеток слой пыли смывается и осаждается на дно ванны, откуда осадок непрерывно удаляется с помощью шнека 17 и элеватора 2 в бачок 1. Перед первой по ходу воздуха, перед четвертой и за четвертой панелями установлены нижние маслосъемники 13, которые возвращают излишек масла в ванну. Съем масла с приводных валов производится верхними маслосъемниками 8. Между сетками в ванне установлен промыватель 15, который во время работы фильтра своим колебательным движением создает волну в верхних слоях масла. Для подогрева масла в зимнее время внутри ванны имеется U-образная трубка 16, к которой подводится пар или горячая вода. Продолжительность непрерывной работы без смены масла в ванне зависит от начальной запыленности воздуха. Два раза в год сетки и ванну промывают 10 %-ным раствором каустической соды с последующей промывкой горячей водой.

Концевые холодильники. Согласно правилам безопасной эксплуатации установка концевых холодильников обязательна на всех стационарных станциях с поршневыми компрессорами производительностью более 10 м^3/мин. Охлаждение сжатого воздуха позволяет отделить масляный и водяной конденсаты и тем самым значительно уменьшить опасность образования и воспламенения нагаромасляных отложений в трубопроводах. На станциях с турбокомпрессорами концевые охладители устанавливаются в отдельных случаях для

уменьшения потерь давления в трубопроводах (эти потери пропорциональны абсолютной температуре) и температуры воздуха при объединении воздухопроводов от турбокомпрессоров и поршневых компрессоров.

Станции с поршневыми компрессорами производительностью 100 и 50 м^3/мин оснащаются вертикальными кожухотрубными концевыми холодильниками ХК-100 и ХК-50. На станциях с турбокомпрессорами производительностью 500 и 250 м^3 /мин устанавливаются холодильники соответственно ВОК-500 и ВОК-250.

Концевой холодильник ХК-100 (рис. 111, а) состоит из цилиндрического корпуса 2, трубного пучка 8, по которому циркулирует охлаждающая вода (между трубками проходит сжатый воздух), и масловодоотделителя 11. Патрубки 4 и 5 предназначены для подачи и слива воды. В воздушной полости имеются межтрубные перегородки 7, направляющие поток воздуха перпендикулярно к трубкам пучка с целью улучшения теплопередачи. Для выпуска воды из холодильника во время осмотров, чисток и разборки предусмотрен вентиль 1. На охладителе установлены пружинный предохранительный клапан 6 и манометр 9. Горячий воздух из компрессора поступает в патрубок 3, проходит зигзагообразно между охлаждающими его трубками и выходит охлажденным через патрубок 10. Выделяющиеся в процессе охлаждения воздуха масляный и водяной конденсаты осаждаются в масловодоотделителе 11. Конденсат периодически выпускается через вентиль 12.

На компрессорных станциях ряда горных предприятий успешную апробацию прошли концевые охладители радиаторного типа (рис. 111, б). Радиаторный охладитель состоит из нижней 2 и верхней 7 горизонтальных базовых труб (коллекторов) большого диаметра (500 мм), соединенных пучком вертикальных труб 4 малого диаметра, несущих на себе оребрения 3. Подвод сжатого воздуха производится к верхнему коллектору, на котором установлены манометр 5 и предохранительный клапан 6. Нижний коллектор снабжен масловодоотделителем 1. Охлаждение сжатого воздуха происходит естественным путем за счет теплообмена с атмосферным воздухом, что является более экономичным по сравнению с использованием водяных кожухотрубных охладителей.

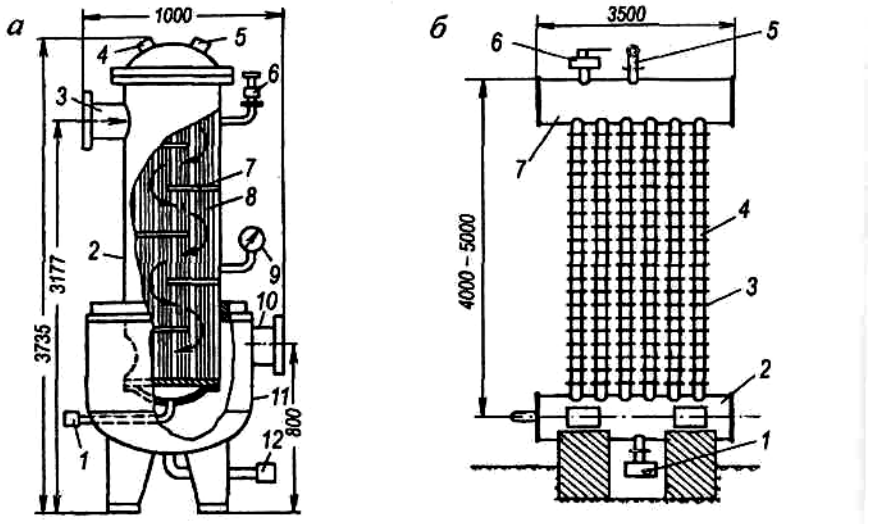


Рис. 111. Конструкции концевых холодильников

Масловодоотделители. По мере движения через проточную часть холодильных аппаратов, а также по каналам пневматической сети температура сжатого воздуха снижается, достигая точки росы, и из него выделяются вода и масло. Сбор и удаление конденсата производятся в специальных аппаратах, принцип действия которых основан на резком уменьшении скорости потока и изменении направления его движения. В результате действия инерционных или центробежных сил каплеобразный конденсат отжимается на сборные поверхности аппаратов, стекает с них в специальные баки-накопители, откуда удаляется через отверстия, снабженные вентилями или автоматическими запорными устройствами.

Масловодоотделители обычно являются составным элементом промежуточных и концевых холодильников. Наличие их предусмотрено и в типовых конструкциях воздухосборников. При большой протяженности рудничной пневматической сети масловодоотделители устанавливаются в пониженных точках перегиба трубопроводов, а также непосредственно у воздухопотребителей.

На (рис.112 а и б) представлены наиболее простые конструкции масловодоотделителей, используемых в практике рудничных пневматических установок. Размеры аппаратов соотнесены с диаметром *d* трубопровода пневматической сети.

Масловодоотделитель, изображенный на (рис. 112, а) состоит из цилиндрического корпуса 1 с внутренней перегородкой 2 и спускным вентилем 3. Размеры аппарата обеспечивают снижение скорости воздуха на входе, а изменение направления потока способствует отжиму конденсата к днищу. Отделение влаги из воздуха в аппарате, представленном на (рис. 112, б) происходит за счет действия центробежных сил при одновременном снижении скорости потока. Входной патрубок 3 приварен тангенциально к цилиндрическому корпусу 2, что создает вращательное движение в аппарате с одновременным подъемом потока к выходному патрубку 1. Влага отжимается к стенкам корпуса аппарата и, через конусную часть 4 стекая вниз, удаляется через выпускное отверстие

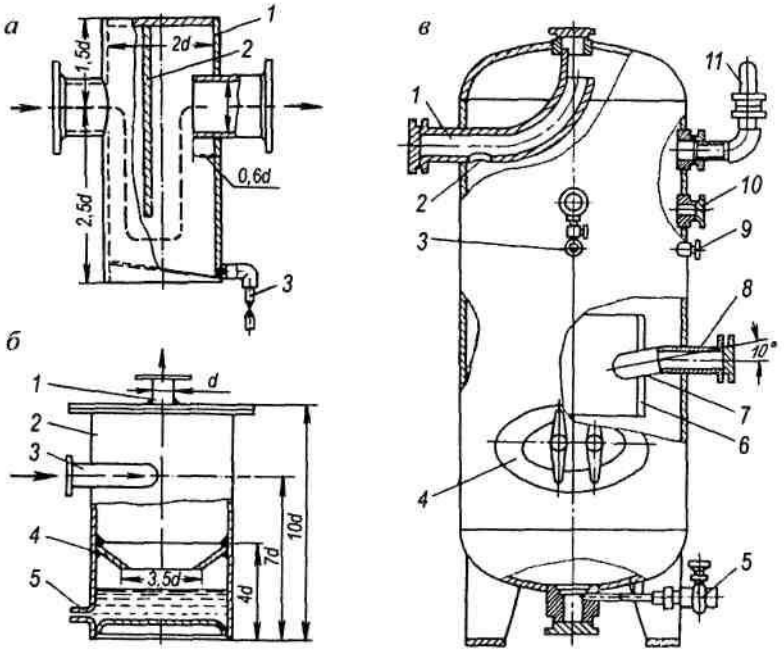


Рис. 112. Конструкции масловодоотделителей (а и б) и воздухосборника

В масловодоотделителях более сложных конструкций, помимо эффекта уменьшения скорости потока и действия инерционных сил, используют встроенные теплообменные элементы с охлаждающей водой, а также перепуск воздуха через слой фильтрующего элемента (кварцевый заполнитель, фарфоровые кольца Рашига и пр.).

Воздухосборники. Основное назначение воздухосборников состоит в гашении пульсаций подачи сжатого воздуха компрессорами, а также в частичной компенсации колебаний воздухопотребления. При использовании поршневых компрессоров воздухосборники считаются обязательным атрибутом компрессорной станции, особенно при малой вместимости пневматической сети.

Необходимую вместимость воздухосборника определяют по производительности работающего на него компрессора:

$$V_{сб} = 1{,}6\sqrt{Q_K} \qquad (96)$$

где $Q_к$ - производительность компрессора, м^3/мин. Если используется один воздухосборник на два или несколько компрессорных агрегатов, его вместимость рассчитывают по суммарной производительности агрегатов, включая и резервные.

Поверхность теплообмена с окружающей средой у воздухосборников относительно велика. Поэтому наряду с основной своей функцией они выполняют роль охладителей и оснащаются также масловодоотделителями.

На (рис. 112, в) представлена типовая конструкция вертикальных воздухосборников марки В, выпускаемых отечественной промышленностью. Типоразмерный ряд воздухосборников по их вместимости составлен следующим образом: 6,3; 8; 10; 16; 20 и 25 м^3.

Входной патрубок 5 воздухосборника имеет наклонный участок 7, срез которого обеспечивает тангенциальную подачу воздуха относительно цилиндрического корпуса. Отбойный лист 6 предохраняет внутреннюю поверхность корпуса от износа входящей струей воздуха с каплеобразным конденсатом. Выходной патрубок 1 загнут вверх внутри корпуса. Через отверстие 2 стекает остаток конденсата, попавшего в этот патрубок. Воздухосборник снабжен пружинным предохранительным клапаном 11, а также патрубками 3 и 9 для подключения манометров непосредственно на воздухосборнике и на приборной колонке машинного зала и патрубком 10 для присоединения трубки регулятора производительности. Воздухосборник имеет смотровой люк 4, служащий для периодической его очистки, а также трубку и вентиль 5 для выпуска конденсата.

Установка воздухосборников считается необязательной, если подача сжатого воздуха обеспечивается одновременной работой нескольких поршневых компрессоров при относительно большой протяженности и соответственно вместимости рудничной пневматической сети. Воздухосборники также необязательны на станциях, оснащенных турбокомпрессорами. Вместе с тем возду-

хосборники необходимы во всех случаях для обеспечения устойчивой работы системы пневмоавтоматики компрессорных станций.

Тема 4.6. Воздухопроводная сеть пневматических установок

4.6.1. Назначение и устройство воздухопроводной сети

Рудничная стационарная пневматическая установка обычно обеспечивает сжатым воздухом большое число потребителей в шахте и на поверхности. Распределительная воздухопроводная сеть такой установки представляет собой разветвленную систему, состоящую из нескольких магистральных и участковых (ответвлений) трубопроводов с различными предохранительными устройствами и распределительной арматурой. Для канализации сжатого воздуха на горных предприятиях исключительное применение имеют стальные трубы. Использование чугунных труб и чугунной арматуры на пневматических установках не допускается. Перспективным считается внедрение в практику рудничных пневматических сетей винипластовых и хлорвиниловых труб, не подверженных коррозии и отличающихся малой массой и низким гидравлическим сопротивлением.

Для магистральных воздухопроводов диаметром от 100 до 500 мм используются только стальные цельнотянутые трубы. Участковые трубопроводы диаметром до 100 мм могут быть смонтированы из газовых сварных труб.

Соединение труб может быть сварным, фланцевым, замковым и муфтовым. Наибольшую герметичность обеспечивает соединение труб при помощи электросварки. Такое соединение используют в основном на магистральных участках воздухопроводов, прокладываемых на поверхности. Соединение труб при помощи резьбовых муфт используется при диаметре труб до 50 мм. Для уплотнения резьбового сочленения концов труб и муфты используется намотка из пакли или льняного волокна с суриком и белилами. Иногда в муфту между торцами труб вставляют латунное кольцо, которое, будучи сжатым, обеспечивает необходимую герметичность муфтового соединения даже при плохой центровке труб.

На магистральных участках подземных воздухопроводов, как правило, используются фланцевые соединения. При этом предпочтение отдается соединению со свободно поворачивающимися фланцами (рис. 113, а): наварные кольца 1 на концевых участках труб, имеющие проточку для размещения мягкой прокладки 2, стянуты болтами 3 и гайками 4 через отверстия в поворотных фланцах. Такое соединение является более сложным по сравнению с приварными фланцами. Однако его применение существенно упрощает работы по монтажу и демонтажу трубопроводов.

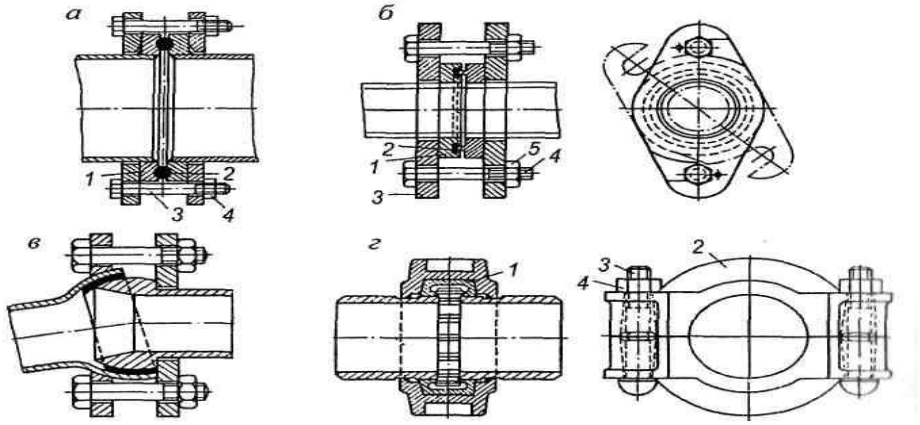


Рис. 113. Соединительные устройства для труб шахтных трубопроводов

При монтаже участковых воздухопроводов, подверженных частым переукладкам из-за постоянно меняющегося местоположения потребителей сжатого воздуха, используются различные конструкции быстроразъемных соединений. Фланцево-замковое соединение (рис. 113, б) используется при диаметре труб до 75 мм. В приварных кольцах 1 сформирован паз для размещения прокладки 2. Отверстия одного из поворотных фланцев 3 этого соединения выполнены в виде открытых пазов. Для расстыковки труб достаточно ослабить затяжку соединительных болтов 4 с гайками 5 и, повернув указанный фланец относительно оси трубы, вывести из соединения с болтами. Шаровое соединение (рис.113, в) используется при прокладке трубопроводов по трассам со сложным профилем. Такое соединение обладает достаточной герметичностью при давлении сжатого воздуха 6-7 бар и обеспечивает поворот одной трубы относительно другой до 15°. Быстроразъемное самоуплотняющееся соединение (рис. 113, г) состоит из эластичной манжеты 1, распираемой изнутри сжатым воздухом, и разъемного хомута 2, охватывающего манжету снаружи и стянутого болтами 3 с гайками 4. Соединение допускает перекос стыкуемых труб до 5-7° без нарушения герметичности.

Для уплотнения фланцевых соединений труб в непосредственной близости от компрессорной станции (до 200 м) используют прокладки из негорючих материалов, способных выдерживать высокие температуры (клингерит, асбест и др.). Клингерит состоит из каучука и асбеста. Он отличается высокой механической прочностью и способностью выдерживать высокие температуры, но подвержен разрушению под действием минеральных масел. Этого недостатка лишены асбестовые прокладки. Однако их механическая прочность низка, что приводит к нарушению герметичности соединений. На удаленных участках воздухопроводов используют прокладки из паронита. Паронит со временем стареет, становится хрупким и жестким, теряя уплотняющие свойства, поэтому в последнее время во фланцевых соединениях все большее применение получают прокладки из термомаслостойкой резины.

Воздухопроводы на поверхности прокладываются на опорах или в канавах глубиной 1-1,5 м. При прокладке трубопроводов в траншеях обязательным

является устройство смотровых колодцев в местах монтажа трубной арматуры и фланцевых соединений. В шахтном стволе они крепятся так же, как и водоотливные трубные ставы. В главных откаточных выработках воздухопроводы крепятся на кронштейнах с хомутами или на подкладках и деревянном креплении. Во всех случаях опоры должны рассчитываться на вес трубопровода, заполненного водой. Для предохранения от коррозии наружные поверхности труб рекомендуется покрывать асфальтом.

По мере движения по трубопроводной сети от компрессорной станции к потребителям воздух охлаждается и из него выпадает влага, которую необходимо удалять. С этой целью прокладку трубопроводов производят с уклоном в сторону движения воздуха не менее 1/200, а в наиболее низких местах системы трубопроводов устанавливают влагоотделители. На поверхности для удаления конденсата в основном магистральном трубопроводе водоотделители вместимостью от 1 до 1,5 м^3 устанавливаются через каждые 500 м.

Для компенсации температурных изменений длины трубопроводов на поверхности используются дуговые компенсаторы, общий вид которых представлен на (рис. 114, а). Изменение длины отдельных участков трубопровода компенсируется соответствующей деформацией изогнутой в виде дуги вставки. Такие компенсаторы, в отличие от сальниковых, являются абсолютно герметичными.

Распределение сжатого воздуха в системе трубопроводов производится с помощью вентилей при диаметре труб до 50 мм, а при большем их диаметре задвижками различных конструкций. Для подключения потребителей к пневматической сети используются гибкие шланги с внутренним диаметром 10-50 мм, длина которых не превышает 20 м. К потребителям шланги присоединяются при помощи ниппелей, бандажей и накидных гаек, а к трубопроводной сети - посредством самозапорных клапанов, конструкции которых представлены на рис. 114.

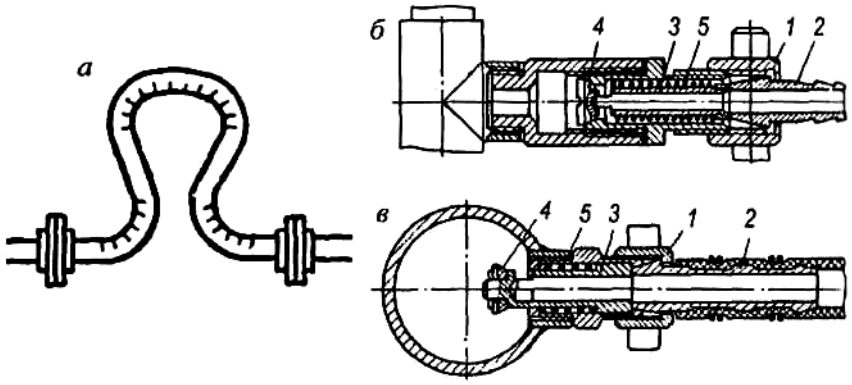


Рис. 114. Дуговой компенсатор (а) и самозапорные клапаны (б и в)

При подключении шланга (рис. 114, б) накидная гайка 1 прижимает конус штуцера 2, который перемещает трубку 3 влево, в связи с чем клапан 4, закреп-

ленный на ее конце, открывает проход сжатому воздуху к потребителю. При откручивании гайки пружина 5 смещает трубку вправо и клапан закрывается.

Общее число магистральных трубопроводов, в том числе монтируемых в шахтном стволе, должно быть не менее двух (рабочий и резервный). Причем каждый из них выбирается по полной расчетной подаче компрессорной станции. Если диаметр воздухопровода в шахтном стволе по расчету получается больше 250 мм, число трубных ставов увеличивают до трех, рассчитывая каждый из них по половине расхода воздуха компрессорной станцией.

Тема 4.7. Ремонт и эксплуатация пневматических установок

4.7.1. Техническое обслуживание пневматических установок

Эксплуатация и техническое обслуживание оборудования пневматических установок осуществляются в соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов и газопроводов». Помимо изложенных выше требований к обустройству машинного зала и вспомогательных помещений компрессорной станции указанные Правила регламентируют: необходимый набор устройств и аппаратов, а также последовательность операций при пуске компрессоров; принципы контроля давления и температуры сжатого воздуха, а также периодичность поверочных испытаний контрольно-измерительной аппаратуры; количество и места установки предохранительных клапанов, мероприятия по надзору за их работой; требования к качеству смазочных масел, их транспортированию и хранению; квалификационные и другие требования к обслуживающему персоналу.

После окончания монтажа или ремонта компрессор обкатывается, продувается и опробывается под нагрузкой. Обкатка компрессора производится при удаленных из гнезд клапанах. После 5 мин работы компрессор останавливают и проверяют температуру рабочих поверхностей, которая должна быть не более 45°С. Компрессор запускают вновь и через 20 мин его останавливают. Если температура трущихся частей не превышает 50°С, обкатку продолжают еще 1 ч.

К продувке компрессора приступают, если в течение 1 часа его работы температура трущихся частей не превышает 50 - 55°С. При продувке компрессор работает, нагнетая воздух в атмосферу в течение 15-20 мин, сначала при установленных клапанах первой ступени, а затем и второй.

После продувки производится опробование. Сначала в течение 15-20 мин компрессор подает воздух в атмосферу. После проверки подачи смазки, воды, состояния механизма движения и клапанов прикрывают задвижку на нагнетательном трубопроводе и поднимают избыточное давление воздуха перед ней до 3 бар и работают 30-40 мин, а затем до 5 бар и работают 1 час, производя указанную выше проверку, и, наконец, до 7 бар и работают не менее 2 часов. После остановки компрессора температура трущихся частей должна быть не более 60°С.

Если после этого в результате проверки не обнаружено никаких дефектов, компрессор запускают в работу на 24 часа под полной нагрузкой, записывая через каждый час работы в журнал данные о температуре, давлении воздуха и показания электроприборов. После 24 часов работы под нагрузкой компрессор останавливают, устраняют обнаруженные дефекты, производят подтяжку механизма движения и замену масла и после этого сдают его в постоянную эксплуатацию.

Система технического обслуживания оборудования рудничных пневматических установок предусматривает проведение ежесменных и еженедельных (для установок с турбокомпрессорами) осмотров, а также ежемесячного ремонтного обслуживания и ежеквартальных, полугодовых и годовых ремонтов. Объем работ по каждому виду технического и ремонтного обслуживания, последовательность их выполнения и трудоемкость строго регламентируются «Руководством по техническому обслуживанию и ремонту шахтных компрессорных установок». Сроки капитальных ремонтов не регламентируются и зависят от технического состояния компрессоров и вспомогательного оборудования компрессорных станций.

Ежесменный и еженедельный осмотры производятся дежурными машинистами компрессорной станции. При ежесменном осмотре визуально определяется состояние компрессоров, системы смазки, а также запорной, регулирующей и предохранительной арматуры. Прослушиванием проверяется отсутствие или наличие посторонних тонов при работе компрессорных агрегатов. Записываются показания основных контролирующих приборов. Проверяется срабатывание предохранительных клапанов. На турбокомпрессорных станциях, кроме того, проверяют срабатывание противопомпажного устройства.

При еженедельном техническом обслуживании, помимо работ ежесменного осмотра, дополнительно на остановленном турбокомпрессоре проверяют затяжку болтовых соединений корпуса компрессора, корпусов подшипников, фундамента и крышки редуктора. Осматривают соединительные узлы маслопроводов и устраняют утечки масла. При работающем компрессоре открывают продувочный вентиль и по изменению температуры проверяют исправность продувочного устройства. Производят внешний осмотр демпфера обратного клапана, обращая внимание на отсутствие утечек масла и доливая его при необходимости.

Ежемесячное ремонтное обслуживание включает в себя работы еженедельного технического обслуживания. Кроме того, на поршневых компрессорах проверяют состояние клапанов и выполняют их ремонт. Производят осмотр видимых внутренних поверхностей цилиндров и устраняют обнаруженные повреждения, а также их причину. Промывают лубрикатор и масляные фильтры. Проверяют и устраняют неполадки продувочных устройств на промежуточном и концевом охладителях, а также на буферных емкостях. На турбокомпрессорах проверке и наладке подлежит дроссельная заслонка.

Ежеквартальный и полугодовой текущие ремонты включают в себя работы ежемесячного ремонтного обслуживания и дополняются следующими: проверкой состояния и устранением дефектов зубчатых муфт; разборкой и ревизией обратного клапана; проверкой работы противопомпажного устройства; ревизией подшипниковых опор. На поршневых компрессорах производят осмотр и устранение неполадок кривошипно-шатунного механизма, проверку состояния клапанов-байпасов. Ремонт завершается очисткой промежуточных и концевых охладителей от накипи и нагаромасляных отложений.

При годовом текущем ремонте перечисленные выше работы дополняются ревизией и наладкой пневматической установки, которые выполняются в стро-

гом соответствии с «Руководством по ревизии, наладке и испытанию шахтных компрессорных установок».

На компрессорной станции должна находиться следующая техническая документация: схемы трубопроводов сжатого воздуха, воды и масла с указанием мест установки задвижек, вентилей, масловодоотделителей, охладителей, воздухосборников, контрольно-измерительных приборов; инструкция по безопасному обслуживанию компрессорных установок; журнал учета работы компрессоров; журнал учета ремонтов оборудования; паспорт-сертификат компрессорного масла и результаты лабораторного его анализа; паспорта всех сосудов, работающих под давлением и подлежащих регистрации в органах Госгортехнадзора; график планово-предупредительных ремонтов; журнал проверки знаний обслуживающего персонала. Все журналы, должны быть пронумерованы, прошнурованы, скреплены печатью и храниться не менее одного года после заполнения.

Обслуживающий персонал обязан контролировать исправность компрессорной установки по показаниям приборов и визуально. Показания приборов через установленные инструкцией промежутки времени должны записываться в сменный журнал учета работы компрессора. В журнале записываются также сведения о замеченных неисправностях и периодических продувках предохранительных клапанов, концевых охладителей, воздухосборников и манометров.

К ремонтному журналу прилагаются: эскизы и чертежи на произведенные усовершенствования или изменения при ремонте; акты приемки оборудования после капитального ремонта; акты очистки нагнетательных коммуникаций компрессорной установки и всасывающих фильтров

4.7.2. Комплекс мероприятий по предотвращению взрывов

Причиной взрыва компрессоров и воздухопроводов пневматических установок является самовоспламенение нагаромасляных отложений. Подверженное термическому воздействию в цилиндрах компрессора масло выносится сжатым воздухом в нагнетательный трубопровод, где оседает в виде слоя масляных отложений, которые окисляются под воздействием кислорода, содержащегося в сжатом воздухе. Процесс окисления масляных отложений протекает с выделением тепла. При установившемся режиме теплообмена температура отложений несколько выше температуры сжатого воздуха, и выделяющееся при окислении тепло уносится воздухом. Увеличение толщины отложений, уменьшение скорости движения воздуха, повышение его температуры ухудшают теплообмен и способствуют ускорению экзотермической реакции окисления масляных отложений. Каталитическое воздействие на реакцию оказывают окислы железа.

Если количество тепла, выделяющегося при реакции, больше тепла, отдаваемого путем теплопроводности и конвекции, температура отложений повышается и происходит их самовоспламенение. Выделяющаяся при горении окись

углерода при достаточной концентрации и наличии открытого пламени дает первоначальный взрыв. Вторичный и последующие взрывы происходят под действием ударной волны, которая, распространяясь с большой скоростью, срывает со стенок труб масляную пленку, испаряет и распыляет ее в виде тумана. Масловоздушная смесь при концентрации масляного тумана более 49 мг/м взрывается под действием высокой температуры воздуха во фронте ударной волны. Иногда горение отложений не сопровождается взрывом, но выделяющаяся при горении окись углерода попадает вместе со сжатым воздухом на рабочие места и создает опасность отравления обслуживающего персонала станции.

Количество отложений в трубах зависит от режима смазки цилиндров, продолжительности работы компрессора без очистки нагнетательного трубопровода, степени запыленности всасываемого воздуха и других причин. Особо интенсивное накопление отложений наблюдается в глухих отводах трубопроводов, задвижках, патрубках предохранительных клапанов, если они не продуваются, и в клапанных коробках компрессоров.

Скорость образования отложений существенно снижается, если для смазки цилиндров и механизма движения компрессоров применяют не склонные к образованию осадков масла с подачей их в цилиндры в минимально необходимом количестве.

Периодическая очистка нагнетательных коммуникаций компрессоров от скопившихся в них нагаромасляных отложений, охлаждение сжатого воздуха, систематический выпуск конденсата из концевых охладителей, воздухосборников и глухих участков трубопровода и хорошая очистка всасываемого воздуха являются условиями безопасной эксплуатации поршневых компрессоров. Температура сжатого воздуха, выходящего из последней ступени компрессора, должна быть не более 170°С, температура воздуха после промежуточного охладителя - не более 60°С, а температура воды, выходящей из компрессора и охладителей, не должна превышать 40°С. Выпускать конденсат из охладителей и воздухосборников необходимо по мере его накопления, но не реже чем через каждые 2 часа непрерывной работы компрессора.

Очистку нагнетательных коммуникаций компрессоров от нагаромасляных отложений необходимо производить не реже двух раз в год способом, не вызывающим коррозии очищаемых деталей. Для этих целей рекомендуют использовать 5-10 %-ный раствор каустической соды или 3 %-ный раствор сульфонола.

Наиболее эффективным считается циркуляционный способ очистки, одна из возможных схем которого применительно к компрессорной станции, оснащенной воздухосборниками, представлена на (рис. 115). Перед очисткой, например, компрессора К1 его нагнетательные коммуникации отключают от сети сжатого воздуха при помощи задвижки 4. Снимают всасывающие и нагнетательные клапаны цилиндров второй ступени, а на цилиндры первой ступени вместо нагнетательных клапанов устанавливают заглушки. Запорное устройство обратного клапана 6 вынимают, а его корпус закрывают крышкой. Нагнетательный трубопровод промывочной системы присоединяется к воздухопроводу специальным патрубком 5, сливной трубопровод патрубком 8 соединяется

с нагнетательными полостями цилиндров первой ступени компрессора и открывается контрольный вентиль в верхней части концевого охладителя 7.

Емкость 15 для приготовления раствора загружают твердой каустической содой и заполняют водой. Соду в воде подогревают паром, подаваемым по трубопроводу 14, и размешивают до полного растворения. Затем открывают задвижки 13, 16, 18 и закрывают задвижки 9-12. Насос 17 подает раствор в очищаемые места компрессорной установки и при появлении раствора в контроль-

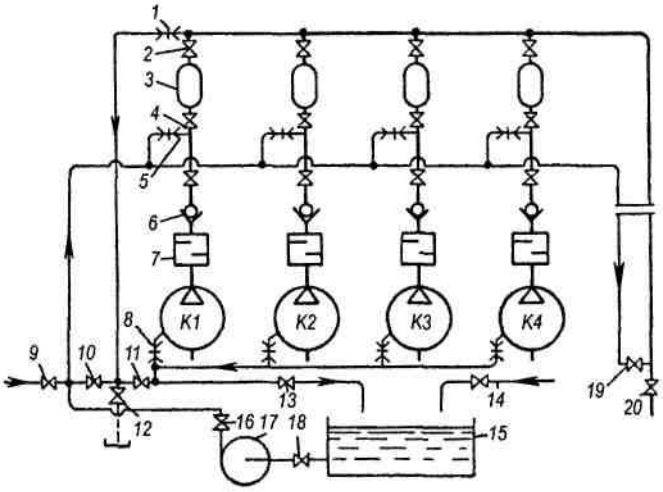


Рис. 115. Схема промывки нагнетательных коммуникаций компрессоров

ном вентили концевого охладителя 7 вентиль закрывают.

Раствор циркулирует в течение нескольких часов до полной очистки нагнетательных коммуникаций. По окончании очистки насос 17 останавливают, задвижки 16 и 18 закрывают, открывая одновременно задвижку 9. Вода из водопровода поступает в систему, вытесняет содовый раствор в емкость 15, после заполнения, которой закрывают задвижку 13 и открывают задвижки 11 и 12. После промывки очищенных коммуникаций вода выпускается.

После промывки водой система трубопроводов отключается, а нагнетательные коммуникации компрессора просушиваются сжатым воздухом, который пропускается из общей магистрали через воздухосборник 3, концевой охладитель 7 и компрессор в атмосферу. При этом удаляется вода, оставшаяся в нижней части нагнетательных коммуникаций компрессора.

Очистка воздухопровода от компрессорной станции до шахтного ствола осуществляется при отключенных компрессорных агрегатах. При этом закрывают все задвижки после воздухосборников, а также задвижку 20, отключающую очищаемый участок воздухопровода от общешахтной пневматической сети. С помощью фланца 1 к воздухопроводу присоединяется сливной трубопровод промывочной системы. Задвижки 11, 13, 16, 18 и 19 открываются, раствор подается насосом 17 в воздухопровод, после чего возвращается в емкость 15.

По окончании очистки воздухопровод промывается водой из водонапорной магистрали и затем продувается воздухом, подаваемым от компрессорной станции. Отсутствие следов щелочи после промывки проверяется фенолфталеиновой бумагой или 1 %-ным спиртовым раствором фенолфталеина. После

просушки вскрываются и осматриваются отдельные участки промытой системы.

Воздухосборники очищаются от отложений водным раствором специального смачивателя *ДБ*, разбрызгиваемым под давлением из форсунки. Клапаны и другие детали компрессоров промываются в ванне с раствором каустической соды.

4.7.3. Испытание компрессоров и индицирование неисправностей

Испытания компрессоров на рудничных пневматических установках производятся регулярно и имеют целью оценку фактического состояния эксплуатируемых компрессорных агрегатов и выявление неисправностей их отдельных элементов. Объем испытаний зависит от тех задач, которые ставятся перед ними.

Наиболее полные (типовые или балансовые) испытания предусматривают определение всех основных показателей компрессорного агрегата (подачи, индикаторных характеристик и коэффициентов, потребляемой мощности и к.п.д) при нескольких значениях степени сжатия воздуха. Кроме того, по результатам таких испытаний оценивается эффективность работы тепло-обменных аппаратов системы охлаждения. При испытаниях, ставящих менее общие задачи, определяют лишь часть показателей при одном режиме. Проведение балансовых испытаний регламентируется государственным стандартом «Компрессоры воздушные стационарные общего назначения. Правила приемки и методы испытаний».

На (рис. 116) представлена схема балансовых испытаний поршневого компрессорного агрегата с расстановкой используемых при испытании измерительных приборов.

В процессе балансовых испытаний измеряют: параметры атмосферного воздуха - давление p_o и температуры T_{om} и T_o соответственно по смоченному и сухому термометрам психрометра; температуры воздуха перед первой $T_{1,1}$ и второй $T_{1,2}$ ступенями, а также после первой $T_{2,1}$ и второй $T_{2,2}$ ступеней и перед измерительной диафрагмой $T_Д$; температуры охлаждающей воды - начальную T_{B1} и после каждой полости охлаждения соответственно T_{B2}, T_{B3} и T_{B4}; избыточное давление p_x воздуха в промежуточном холодильнике 2, p_2 - после компрессора у воздухосборника 6 и $p_Д$ - у измерительной диафрагмы; разрежение h_B во всасывающем патрубке после фильтра 1 и перепад давлений $h_Д$ на измерительной диафрагме; частоту вращения n вал компрессора; мощность N_c, потребляемую из сети приводным двигателем 5 компрессора. Кроме того, при помощи индикаторов $И_1$ и $И_2$ индицируются действительные рабочие циклы всех полостей сжатия воздуха в компрессоре.

Испытания могут проводиться при работе компрессора на шахтную пневматическую сеть или на выхлоп в атмосферу. В первом случае параметры

испытательных режимов определяются имеющими место на шахте режимами работы компрессора. При таких испытаниях возможны существенные колебания конечного давления из-за изменения объема потребления сжатого воздуха. Поэтому предпочтительным является режим работы компрессора на выхлоп. В этом случае компрессор отсоединяется от шахтной пневмосети и весь вырабатываемый им сжатый воздух через специальный измерительный участок трубопровода 5, расположенный за воздухосборником 6 (рис. 116), выпускается в атмосферу. При этом для снижения аэродинамического шума на выходе измерительного участка трубопровода 5 за регулировочной задвижкой должен устанавливаться специальный глушитель 3. Мерная емкость 7 служит для определения расхода охлаждающей воды.

Необходимый испытательный режим, определяемый требуемым значением конечного давления воздуха, устанавливается регулировочной задвижкой 4 по манометру p_a у измерительной диафрагмы. Измерения производят после того, как установится стабильный режим работы агрегата. Режим считается установившимся, если колебания измеряемых величин не превышают их среднего значения в следующих пределах: для конечного давления ±0,5 %; для температур воздуха и охлаждающей воды ±0,7 %; для частоты вращения вала компрессора ±1 %.

Отсчеты показаний приборов при испытании производятся одновременно по сигналу руководителя. Показания приборов следует снимать не менее четырех раз через равные промежутки времени продолжительностью не менее 15 мин. Индикаторные диаграммы рабочих циклов также снимаются не менее четырех раз.

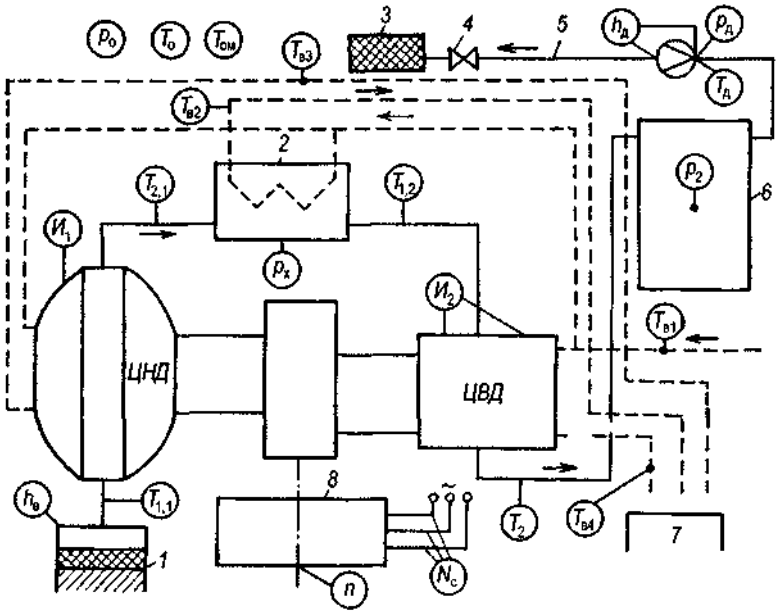


Рис. 116. Схема испытаний поршневого компрессора

Для измерения расхода воздуха используется нормальная диафрагма в комплекте с дифференциальным манометром. Измерения давлений воздуха от 2 до 100 кПа производят образцовым дифференциальным манометром с водяным или ртутным заполнением. Давление до 2 кПа измеряют микроманометрами с

наклонной трубкой, заполненными водой или спиртом. Давление свыше 100 кПа измеряют образцовыми пружинными манометрами классов 0,16—0,40, имеющими паспорт с указанием абсолютной систематической погрешности.

Индицирование рабочих циклов в полостях сжатия поршневого компрессора в основном производят механическими поршневыми пружинными индикаторами, общее устройство которых описано выше. Кроме того, для этой цели могут применяться и специальные электронные устройства, использующие электрические датчики давления воздуха и перемещения поршня, преобразующие эти величины в соответствующие сигналы, подаваемые на экран компьютера, где вычерчивается индикаторная диаграмма рабочего цикла.

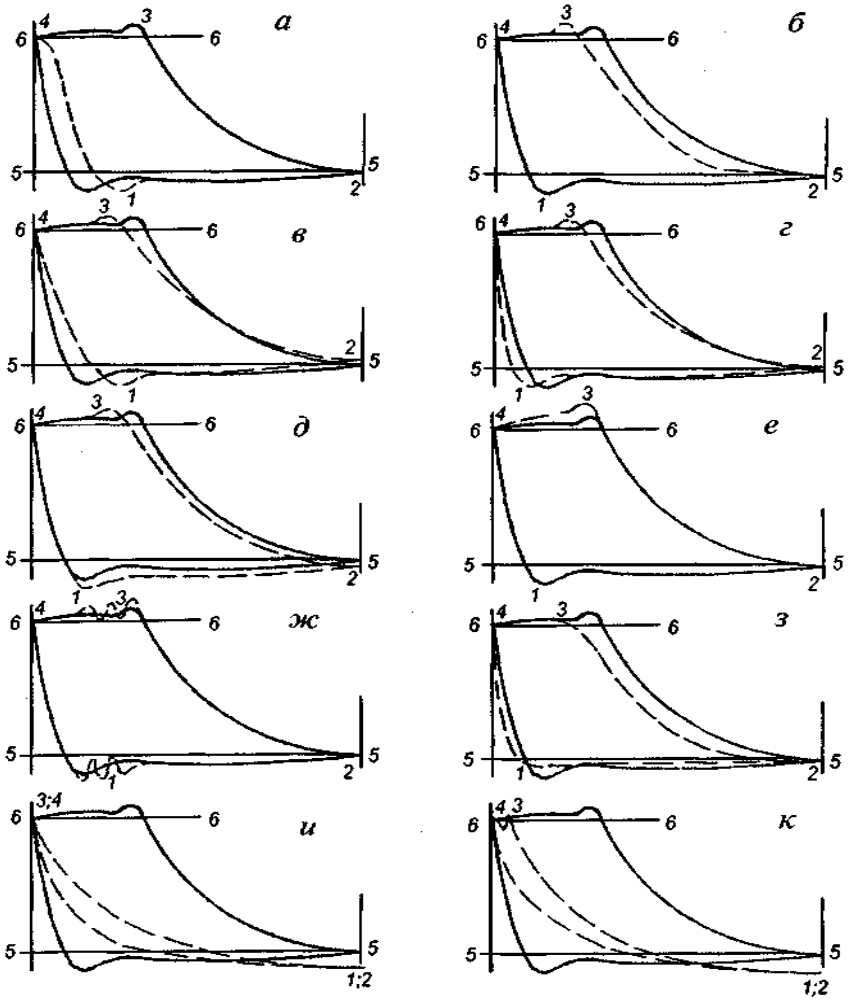


Рис. 121. Диаграммы индицирования неисправностей поршневых компрессоров

На (рис. 117) представлены некоторые примеры индицирования неисправностей поршневого компрессора. Сплошными линиями изображены индикаторные диаграммы, соответствующие нормальной работе компрессора, а пунктирными - отклонения при наличии определенных неисправностей. Цифры

1, 2, 3 и 4 отображают границы процессов всасывания, сжатия, вытеснения и расширения воздуха, оставшегося во вредном пространстве. Линии 5-5 и 6-6 соответствуют атмосферному давлению и давлению сжатого воздуха в воздухосборнике.

Диаграммы *а* и *б* на (рис. 117) отображают отклонения от нормальной работы компрессора при временной потере герметичности соответственно нагнетательного и всасывающего клапанов на начальном этапе их срабатывания (запаздывание срабатывания). Причиной этого может быть загрязнение (замасливание) пластин и посадочных поверхностей клапана или недостаточная жесткость его пружины, или то и другое одновременно. На начальном этапе срабатывания скорость движения поршня мала. Поэтому переток воздуха через негерметичный клапан в течение некоторого отрезка времени успевает компенсировать изменение объема рабочей полости цилиндра, поддерживая неизменным давление в цилиндре. С увеличением скорости движения поршня указанная компенсация нарушается и образуется перепад давлений между заклапанным пространством и внутренней полостью цилиндра. Этот перепад давлений обеспечивает полное прижатие пластин клапана к посадочным поверхностям и окончательное его закрытие.

Временная негерметичность нагнетательного клапана (диаграмма *а*) индицируется по наличию участка с малоизменяющимся давлением на линии расширения 4-1 и ее смещению вправо с сохранением крутизны по отношению к такой же линии диаграммы исправно работающего компрессора. Аналогичным образом смещается влево линия сжатия 2-3 (диаграмма *б*) при временной негерметичности всасывающего клапана.

При постоянной негерметичности нагнетательного клапана (диаграмма *в*) более пологой становятся линия расширения 4-1 и линия сжатия 2-3 с одновременным увеличением давления в конце всасывания и начале сжатия. Постоянная негерметичность всасывающего клапана (диаграмма *г*) делает более интенсивным процесс расширения 4-1 воздуха, оставшегося во вредном пространстве, при одновременном повышении давления в конце всасывания и уменьшении крутизны линии сжатия.

Увеличение сопротивления всасывающего (диаграмма *д*) и нагнетательного (диаграмма *е*) клапанов может быть вызвано уменьшением проходных отверстий из-за образования нагара или из-за повышенной жесткости пружин. В первом случае смещается вниз линия всасывания 1-2 , а во втором - смещается вверх линия нагнетания 3-4. В обоих случаях будет отмечаться повышенное энергопотребление. При повышенном сопротивлении всасывающего клапана, кроме того, понижается подача компрессора.

Волнообразные всплески (диаграмма *ж*) на начальных отрезках линий всасывания 1-2 и вытеснения 3-4 свидетельствуют о колебаниях пластин клапанов в момент их открытия, что объясняется излишней жесткостью клапанных пружин. Диаграмма *з* без характерных всплесков давлений, отражающих моменты открытия клапанов, обусловлена чрезмерной потерей герметичности клапанов или повышенным износом уплотнительных поршневых колец в цилиндрах двойного действия.

Диаграммами *и* и *к* представлены результаты испытаний поршневого компрессора при перекрытии (отключении) всасывания. В первом случае (диаграмма *и*) подсосы атмосферного воздуха через перекрывающие устройства отсутствуют. Характерный всплеск давления с образованием линии нагнетания 3-4 (диаграмма *к*) свидетельствует о наличии таких подсосов.

Общая схема и порядок испытаний турбокомпрессоров примерно такие же, как и при испытании поршневых. Отсутствуют индикаторы рабочих циклов. Испытания проводятся, как правило, при работе турбокомпрессора на выхлоп воздуха в атмосферу с регулированием рабочего режима при помощи задвижки. Учитывая значительную мощность, потребляемую турбокомпрессором, а также большую длительность периода стабилизации его теплового режима, при испытаниях обычно ограничиваются замерами в пяти-шести его рабочих режимах.

4.7.4. Требования ПБ и ПТЭ при эксплуатации пневматических установок

Стационарные поршневые и ротационные компрессорные установки с мощностью двигателя более 14 кВт, воздухопроводы и газопроводы с давлением от 0,2 до 40 МПа должны соответствовать Правилам устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов и газопроводов.

Наибольшую опасность представляют взрывы и загорания масла в компрессорах и воздухопроводах, а также разрывы сосудов вследствие повышения давления в них сверх допустимого. Поэтому при эксплуатации компрессорного хозяйства нужно выполнять следующие требования.

1. Температура сжимаемого воздуха после каждой ступени сжатия, измеряемая в нагнетательных патрубках компрессора, не должна превышать 170 °С.

2. Компрессоры с подачей более 10 $м^3$/мин должны быть снабжены концевыми холодильниками и влагомаслоотделителями.

3. Все компрессорные установки должны иметь манометры и термометры, устанавливаемые после каждой ступени сжатия и на линии нагнетания, а также на воздухосборниках. При неисправности хотя бы одного манометра или термометра работа компрессора запрещается. Термометры устанавливают также после промежуточных и концевых холодильников и на сливе воды.

4. Каждый компрессор необходимо оборудовать работоспособной системой защиты, обеспечивающей звуковую и световую сигнализацию при прекращении подачи охлаждающей воды и повышении температуры сжимаемого воздуха выше допустимого значения, а также автоматической остановкой компрессора при понижении давления масла в системе смазки механизма движения ниже допустимого значения.

5. После каждой ступени сжатия на участке охлажденного воздуха должен находиться предохранительный клапан, отрегулированный в соответствии с

указанными ранее правилами, а также с Правилами устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. На нагнетательном трубопроводе между компрессором и воздухосборником устанавливают обратный клапан.

6. Смазка компрессоров и применяемые масла должны соответствовать требованиям инструкции по эксплуатации компрессора, высылаемой заводом-изготовителем. Отработанное масло можно использовать повторно только после его регенерации и положительных результатов лабораторного анализа. На угольных шахтах применения регенерированного масла для смазки компрессоров не допускают.

7. Температура охлаждающей воды, выходящей из компрессора и холодильников, не должна превышать 40°С.

8. Каждый компрессор должен иметь отдельный воздухосборник, устанавливаемый вне здания компрессорной установки.

9. Фильтры для очистки всасываемого воздуха необходимо систематически очищать от пыли, заменять их можно только фильтрами заводского изготовления.

10. Запрещается оставлять без надзора работающие компрессоры (кроме полностью автоматизированных).

11. Все предохранительные клапаны, манометры, термометры и средства; противоаварийной защиты нужно проверять ежесуточно. Делать это должен помощник (заместитель) главного механика шахты по стационарным установкам.

Тема 4.8. Проектирование пневматических установок

4.8.1. Основные положения при проектировании пневматических установок

При проектировании пневматических установок необходимо:

1) Установить требуемую производительность компрессорной станции;

2) Выбрать тип и число компрессоров, двигатели к ним;

3) Установить давление сжатого воздуха па выходе компрессорной станции;

4) Составить схему воздухопроводной сети и рассчитать ее;

5) Произвести технико-экономические расчеты по определению капитальных затрат на оборудование и монтаж пневматической установки, определить проектную стоимость 1 м^3 воздуха и расход его на 1 т добычи, расход электроэнергии на 1 т добычи и на 1м^3 воздуха.

1. Производительность компрессорной станции определяется как сумма расходов сжатого воздуха потребителями в наиболее загруженный период суток и расхода на утечки воздуха через неплотности в магистральном воздухопроводе и местах присоединения потребителей. Указанный период устанавливают в соответствии с организацией горных работ по графикам работы добычных и подготовительных участков. В расчете учитывают износ, неодновременность работы и степень загрузки потребителей.

Производительность компрессорной станции

$$V_{k.c} = \hbar_p \hbar_o \sum_{i=1}^{z} n_{n.i} V_{n.i} \hbar_{u.i} \hbar_{з.i} + V_{ут} l + V_{пр} n_{пр}, \qquad (97)$$

где $\hbar_p$ = 1,05 ... 1,1 - коэффициент резерва производительности компрессорной станции на неучтенные потребители; $\hbar_o$ - средневзвешенный коэффициент одновременности работы потребителей; коэффициент одновременности работы - отношение числа работающих в данный момент потребителей к общему числу их, которые должны находиться в работе;

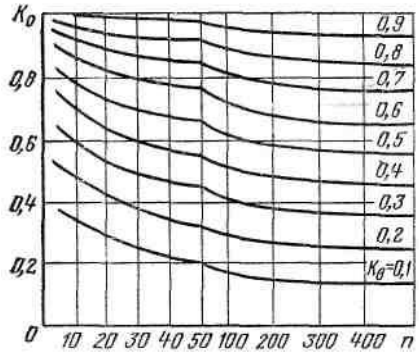


Рис.118. Коэффициент одновременности работы потребителей сжатого воздуха

i -номер группы однотипных потребителей; z - число групп однотипных потребителей; n_n - число однотипных потребителей; V_n - номинальный расход воздуха одним потребителем данной группы при непрерывной его работе, м^3/мин; $\hbar_u$ = 1,15 ... 1,2 - коэффициент, учитывающий увеличение расхода воздуха в связи с износом потребителей; $\hbar_з$ - коэффициент загрузки, учитывающий изменение расхода воздуха потребителями при отклонении фактической нагрузки от номинальной и при регулировании; бурильных и отбойных молотков, буросбоечных станков, гировозов - 1, для породопогрузочных машин - 0,25, вентиляторов местного проветривания - 0,7, маневровых лебедок - 0,8; $V_{ут}$= 3м^3/мин - допустимые утечки через неплотности на 1 км магистрального трубопровода; l - длина магистрального воздухопровода по шахте, км; $V_{пр}$=0,4м^3/мин - допустимые утечки через неплотности в месте присоединения одного потребителя к воздухопроводу; $n_{пр}$ - число мест присоединений потребителей.

В среднем утечки воздуха на 1 км воздухопровода без деления их на утечки в магистральном трубопроводе и в местах присоединения потребителей можно принимать 4 ... 5 м^3/мин.

Средневзвешенный коэффициент одновременности работы потребителей определяется в зависимости от средневзвешенного коэффициента включения работающих потребителей $\hbar_B$ и общего числа потребителей n (рис. 118).

Коэффициент включения

$$\hbar_B = \frac{\sum_{i=1}^{z} n_{ni} V_n \hbar_{ui} \hbar_{зi} \hbar_{Bi}}{\sum_{i=1}^{z} n_{ni} V_{ni} \hbar_{ui} \hbar_{зi}}, \qquad (98)$$

Коэффициент включения $\hbar_B$ отдельного потребителя (относительное машинное время его работы) принимается равным; для комбайнов, их лебедок и вентиляторов местного проветривания - 1; для бурильных молотков - 0,65; для

буросбоечных станков - 0,5; для породопогрузочных машин и отбойных молотков - 0,4] для гировозов - 0,3; для маневровых лебедок - 0,05.

2. Выбор типа и числа компрессоров производится следующим образом: при производительности компрессорной станции 200 ... 500 м^3/мин принимают поршневые компрессоры 4М10-100/8, при 500 ... 1000 м^3/мин — центробежные компрессоры К-250, при большей производительности - центробежные компрессоры К-500.

Число резервных компрессоров принимают: на 12 работающих - 1 резервный, на 4-6 работающих - 2 резервных, на 3 работающих - 1 резервный при поршневых и 2 резервных при центробежных компрессорах.

3. Давление сжатого воздуха у компрессорной станций $p_{к.с}$ (МПа) устанавливается как сумма давления у потребителей и потерь давления в магистральном воздухопроводе и шлангах.

При ориентировочных расчетах

$$p_{k.c} = p_n + \Delta p_м l + \Delta p_ш \qquad (99)$$

где p_n - избыточное давление у потребителей, принимается равным 0,5 МПа; $\Delta p_м$ = 0,03 МПа/км - средние удельные потери давления в магистральном трубопроводе; l - длина воздухопровода от компрессорной станции до самого удаленного потребителя, км; $\Delta p_ш$ = 0,03 МПа - суммарные потери давления в шлангах.

4. Расчет воздухопроводной сети:

1) в соответствии со схемой вскрытия месторождения составляют схему воздухопроводной сети. Точкам разветвления и концевым точкам воздухопровода присваивают цифровые или буквенные обозначения, разбивая таким образом схему на отдельные участки;

2) на схему наносят фактические длины участков $l_ф$; учет сопротивлений в арматуре и фасонных частях трубопровода производится увеличением фактической длины на 10 %, т. $l_р = 1{,}1 l_ф$

3) по формуле (96) определяют расходы воздуха на каждом участке и полученные значения их указывают на схеме;

4) зная расходы воздуха на участках, по номограмме (рис. 119, а) определяют оптимальные диаметры труб $d_{опт}$ в зависимости от давления у компрессоров $p_{k.c}$ и затем выбирают стандартные трубы большего диаметра d; диаметры труб указывают на схеме;

5) в зависимости от расхода воздуха и давления $p_{k.c}$ по номограмме (рис. 119, б) определяют оптимальные удельные потери давления $\Delta p_{уд}$ (МПа/км) для

всех участков сети. Умножением удельных потерь на расчетные длины участков получают оптимальные потери давления на этих участках, т.е $\Delta p = \Delta p_{уд} l_p$;

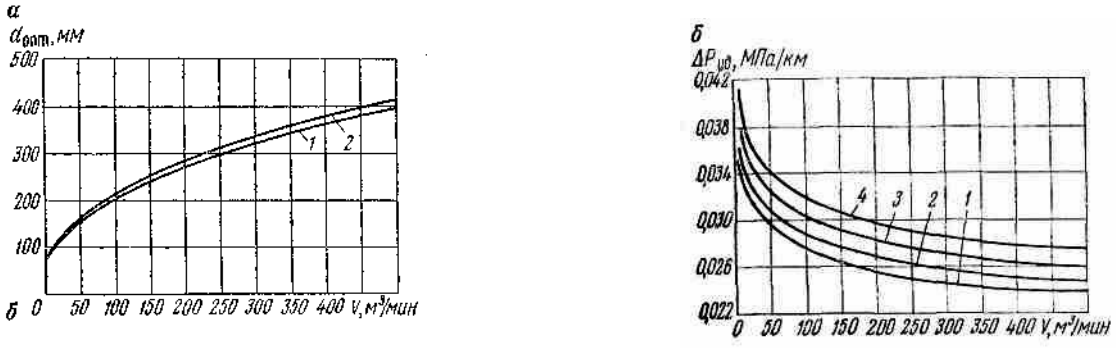


Рис.119. Номограммы для расчета воздухопровода
а - оптимальный диаметр труб $p_{k.c} = 0{,}7$ МПа (1) и $p_{k.c} = 0{,}5$ МПа (2);б - оптимальные удельные потери давления при $p_{k.c} = 0{,}7$ МПа; (1), $p_{k.c} = 0{,}6$ МПА; (2), $p_{k.c} = 0{,}5$ МПа; (3) и $p_{k.c} = 0{,}4$ МПа (4)

5) для всех участков сети вычисляют скорость движения (м/с) воздуха по формуле (100);

$$v = \frac{4\rho_o V}{60\pi d^2 \rho_{ср}}, \qquad (100).$$

где ρ_o=1,293 – плотность при нормальных условиях, кг/м^3;

V - объемный расход воздуха при нормальных условиях, м^3/мин.

По формуле (100) вычисляют потери давления (Па) Δp на всех участках сети.

$$\Delta p = \lambda \frac{l_p}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho_{ср}, \qquad (101)$$

где λ - коэффициент гидравлического трения (при расчетах шахтных трубопроводов принимают – 0 .0334);

l - расчетная длина участка трубопровода (м), равная сумме фактической и эквивалентной длин; эквивалентная длина учитывает сопротивление в арматуре и фасонных частях воздухопровода и принимают равной 10% фактической длины;

v - скорость движения воздуха, м/с;

$\rho_{ср}$ - средняя плотность сжатого воздуха, кг/м^3;

d - внутренний диаметр трубы, м.

Полученные значения Δp наносятся на схему. В расчете должно быть соблюдено условие $\Delta p \le \Delta p_{опт}$. При нарушении этого условия следует принять трубы большего диаметра;

7) суммируют потери давления на участках сети от компрессора до самого удаленного потребителя и затем, складывая полученный результат с давлением у потребителей и потерями в шлангах (0.03 МПа), окончательно устанавливают величину давления воздуха на выходе компрессорной станции.

5. Технико-экономические показатели.

Основными показателями оценки для экономичности пневматической установки являются;

расход воздуха на 1 т угля, расход электроэнергии на 1 м^3 воздуха и на 1 т угля, стоимость 1 м^3 воздуха.

Годовая выработка сжатого воздуха (м^3)

$$V_г = 60 V_{k.c} n_ч n_д , \qquad (102)$$

где $n_ч$ и $n_д$ - число часов работы компрессора в сутки и дней работы компрессора в году.

Годовой расход электроэнергии (кВт- ч)

$$W_г = ħ \frac{\sum N}{\eta_д \eta_c} n_ч n_д , \qquad (103)$$

где $ħ$ = 1,02 ... 1,04 - коэффициент, учитывающий расход электроэнергии на подачу охлаждающей воды и на вспомогательные нужды (освещение, питание генераторов возбуждения, вентиляция и т. д.);

$\sum N$ - суммарная расчетная мощность двигателей компрессоров, работающих одновременно, кВт;

$\eta_д$ = 0,85 ... 0,9 и η_c = 0,95 - к. п. д. соответственно двигателя и электрической сети.

Зная $V_г$ и $W_г$ и годовую производительность шахты A, определяют расход сжатого воздуха на 1 т угля, а также расход электроэнергии на 1 т угля и на 1 м^3 воздуха.

Стоимость 1 м^3 воздуха определяется по годовым эксплуатационным затратам, куда входят: сумма амортизационных отчислений, стоимость электроэнергии, фонд заработной платы обслуживающего персонала, стоимость материалов и охлаждающей воды, стоимость ремонтов. Эти расходы определяются по существующим нормативам.