Библиотека СОК



· САНКТ-ПЕТЕРБУРГ ·
· МОСКВА ·
· КРАСНОДАР ·
2011

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»
ЛАНЬ®

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

А. М. ПАРАМОНОВ
А. П. СТАРИКОВ

СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ

ДОПУЩЕНО
УМО по образованию
в области энергетики и электротехники
в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальностям
140104 — «Промышленная теплоэнергетика»
и 140106 — «Энергообеспечение предприятий»
направления подготовки
140100 — «Теплоэнергетика»



САНКТ-ПЕТЕРБУРГ • МОСКВА • КРАСНОДАР
2011

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»
ЛАНЬ®

ББК 31.38я73
П 18

Парамонов А. М., Стариков А. П.

П 18 Системы воздухоснабжения предприятий: Учебное пособие. — СПб.: Издательство «Лань», 2011. — 160 с.: ил. — (Учебники для вузов. Специальная литература).

ISBN 978-5-8114-1149-8

В учебном пособии рассматриваются устройства и методы расчета оборудования систем производства и распределения сжатого воздуха на промышленных предприятиях. Даны принципы выбора основного и вспомогательного оборудования. Приведены пути и способы экономии энергетических ресурсов при производстве сжатого воздуха и в системах воздухоснабжения предприятий.

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника».

ББК 31.38я73

Рецензенты:

В. И. КУЗНЕЦОВ — доктор технических наук, профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета; *А. С. НЕНИШЕВ* — доктор технических наук, зав. кафедрой «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета.

Обложка
А. В. ПАНКЕВИЧ

Охраняется законом РФ об авторском праве.
Воспроизведение всей книги или любой ее части запрещается без письменного разрешения издателя.
Любые попытки нарушения закона будут преследоваться в судебном порядке.

© Издательство «Лань», 2011
© А. М. Парамонов, А. П. Стариков, 2011
© Издательство «Лань», художественное оформление, 2011

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

ВВЕДЕНИЕ

Основным родом деятельности специалиста, инженера-теплоэнергетика, является проведение на промышленных предприятиях политики максимального энергосбережения. Последнее достигается глубоким изучением вопросов, касающихся производства энергоносителей и их распределения между заводскими технологиями.

Расширение производства промышленной продукции на базе передовой теплотехнологии требует вовлечения в технологический цикл целого ряда энергоносителей, обеспечивающих параметрический уровень процесса и оптимальные условия, которые, в свою очередь, создают предпосылки получения качественной продукции.

В последние годы специалистам энергетических служб промышленных предприятий, задачей которых является квалифицированное использование энергоресурсов, все чаще приходится сталкиваться с вопросами снабжения производственных технологий сжатым воздухом. В настоящее время трудно указать отрасль промышленности, в которой не применялся бы сжатый воздух. Его применение обусловлено энергетической политикой и изменениями в структуре энергетического баланса предприятия, а также техническими и экономическими преимуществами использования сжатого воздуха. Задача его производства и правильного распределения между пневмоприемниками предприятия до настоящего времени является актуальной, а в рамках происходящей перестройки промышленного производства требует особого

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

внимания со стороны специалистов, так как наиболее весомо влияет на энергетическую составляющую себестоимости продукции.

Масштаб и вид (способ) использования сжатого воздуха определяются технологическими условиями, возможностями каждого конкретного потребителя. Однако необходимо научиться управлять снижением количества потребляемого сжатого воздуха, понять необходимость его как можно меньшего расходования, т. е. более эффективного использования.

Настоящее учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника» и может быть использовано энергетиками промышленных предприятий.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

1

ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ПРОИЗВОДСТВА СЖАТОГО ВОЗДУХА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

1.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ

Современные технологические процессы промышленных предприятий обеспечиваются различными энергоносителями. Выбор рациональных энергоносителей определяется технологическими условиями и технико-экономическими показателями процессов производства продукции и условиями энергоснабжения. Наряду с основными носителями энергии (топливо, электрическая энергия, пар, вода) во многих отраслях народного хозяйства широко используется сжатый воздух. Применение сжатого воздуха позволило механизировать и интенсифицировать ряд технологических процессов в промышленности.

Широкому использованию сжатого воздуха как энергоносителя способствовали его особые свойства: упругость, прозрачность, безвредность, негорючесть, неспособность к конденсации, быстрая передача давления и неограниченный запас в природе. Однако производство сжатого воздуха — дорогостоящий процесс, так как он требует большого количества электрической энергии на привод компрессоров. На ряде предприятий расход электрической энергии на выработку сжатого воздуха достигает 20...30% от общего количества потребляемой электрической энергии.

Для обеспечения различных потребителей (пневмоприемников) сжатым воздухом на предприятиях создаются системы воздухоснабжения, которые включают в себя системы производства и распределения сжатого воздуха. В состав систем производства сжатого воздуха (компрессорные станции) входят компрессоры, приводные

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

двигатели компрессоров, устройства для забора и очистки атмосферного воздуха, оборудование для охлаждения сжатого воздуха, влагомаслоотделители, установки для осушки воздуха, воздухосборники и воздухохранительные емкости, наполнительные рампы, внутренние (внутристанционные) сети трубопроводов, масляное хозяйство и другое оборудование. В состав систем распределения сжатого воздуха входят воздухораспределительные сети (межцеховые и внутрицеховые), распределительные устройства у пневмоприемников (потребителей сжатого воздуха), баллонный транспорт, воздухосборники-ресиверы. Это требует значительных капитальных вложений на оборудование систем воздухоснабжения.

Улучшение технико-экономических показателей работы систем воздухоснабжения достигается экономией электрической энергии при выработке сжатого воздуха, эффективностью использования компрессоров, уменьшением потерь воздуха при транспортировке потребителям, рациональным использованием воздуха пневмоприемниками и другими мероприятиями в производственных целях.

Экономичное и надежное снабжение сжатым воздухом технологичных процессов возможно при грамотном проектировании и квалифицированной эксплуатации систем производства и распределения сжатого воздуха на промышленных предприятиях, что неразрывно связано с подготовкой специалистов-промтеплоэнергетиков.

Применяемые для получения сжатого воздуха машины характеризуются производительностью (подачей) V ($м^3/с$) и степенью повышения давления ε. Подача (производительность) компрессора рассчитывается по формуле

$$V = \lambda V_т, \qquad (1)$$

где λ — коэффициент подачи, учитывающий снижение производительности машины в реальном процессе; $V_т$ — теоретическая подача.

Коэффициент подачи λ находится по формуле

$$\lambda = \eta_v \eta_p \eta_t \eta_w \eta_н, \qquad (2)$$

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

где η_v — объемный КПД компрессора, характеризующий снижение производительности вследствие неполного заполнения цилиндра или межлопастного пространства (с ростом конечного давления p_2 η_v снижается, а при значительном увеличении степени повышения давления становится равным нулю и подача прекращается), для поршневого компрессора $\eta_v = 0{,}7...0{,}9$; η_p учитывает снижение подачи вследствие сопротивления всасывающего тракта (воздуховод, воздушный фильтр, влагоотделитель), $\eta_p = 0{,}8...0{,}95$; η_t учитывает снижение производительности компрессора вследствие нагрева поступающего в компрессор воздуха за счет контакта с горячими металлическими стенками, $\eta_t = 0{,}9...0{,}95$; η_w учитывает снижение подачи вследствие влажности засасываемого воздуха, $\eta_w = 0{,}98...0{,}99$; $\eta_н$ учитывает влияние утечек и перетоков воздуха, $\eta_н = 0{,}95...0{,}98$.

Степень повышения давления представляет собой отношение:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}, \qquad (3)$$

где p_2, p_1 — соответственно давление на нагнетании и всасывании воздушного компрессора.

1.2. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ВОЗДУШНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

По суммарной производительности воздушные компрессорные станции промышленных предприятий можно разделить на малые (до 100 м^3/мин); средние (100... 500 м^3/мин) и большие (более 500 м^3/мин).

Независимо от размеров и назначения компрессорная станция состоит из компрессоров, двигателей и вспомогательного оборудования (см. рис. 1).

Вспомогательное оборудование предназначено для обеспечения экономичной, надежной и длительной работы компрессорной станции, уменьшения износа компрессоров, а также для подачи потребителям сжатого

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

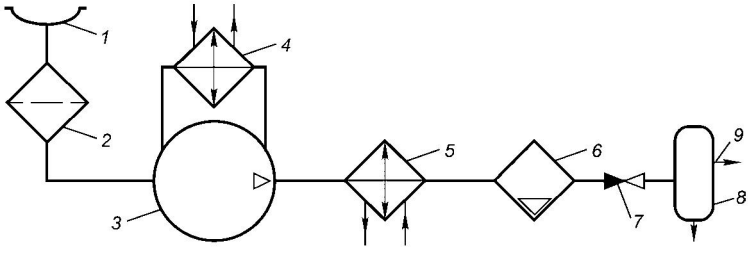


Рис. 1
Принципиальная схема компрессорной станции:

1 — заборная шахта; *2* — воздушный фильтр; *3* — компрессор; *4* — промежуточный воздухоохладитель; *5* — концевой воздухоохладитель; *6* — влагомаслоотделитель; *7* — обратный клапан; *8* — воздухосборник; *9* — магистральный нагнетательный воздухопровод.

воздуха требуемого давления, необходимой температуры, чистоты и минимальной влажности.

К вспомогательному оборудованию компрессорной станции относятся:

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

Воздух поступает из атмосферы через фильтр по всасывающему трубопроводу к компрессору. Компрессор приводится в действие электродвигателем. Если компрессор и электродвигатель имеют одинаковую частоту вращения, то их валы соединяются при помощи муфты. Если же частота вращения компрессора отличается от частоты вращения электродвигателя, то их валы соединяются через редуктор.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Некоторые типы компрессоров приводятся в действие через ременные (текстропные) передачи.

Сжатый в компрессоре воздух охлаждается в промежуточном и концевом воздухоохладителях и направляется через воздухосборник по воздухопроводу к потребителям (пневмоприемникам).

1.3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ КОМПРЕССОРОВ

Компрессорными машинами, или *компрессорами*, называют машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов.

Компрессоры, различные по давлению, производительности, сжимаемой среде, условиям окружающей среды, отличаются большим разнообразием конструкций и типов. Компрессоры классифицируются по ряду характерных признаков.

По принципу действия компрессоры делятся на объемные и лопастные. Под принципом действия понимают основную особенность процесса повышения давления, зависящую от конструкции компрессора (рис. 2).

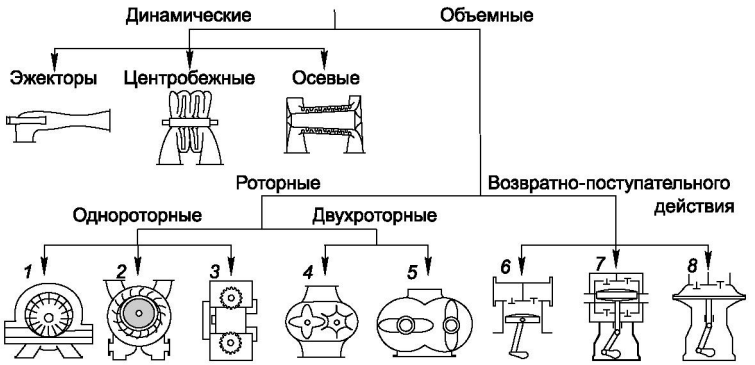


Рис. 2
Классификация компрессорных машин:

1 — ротационно-пластинчатые; *2* — жидкостно-кольцевые; *3* — винтовые одноротorные; *4* — винтовые двухроторные; *5* — типа Рутс; *6* — бескрейцкопфные; *7* — крейцкопфные; *8* — мембранные.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Объемный компрессор — это машина, в которой процесс сжатия происходит в рабочих камерах, изменяющих свой объем периодически, попеременно сообщающихся с входом и выходом компрессора. Объемные машины по геометрической форме рабочих органов и способу изменения объема рабочих камер можно разделить на поршневые и роторные компрессоры.

Поршневые компрессоры могут быть одностороннего и двухстороннего действия, крейцкопфные и бескрейцкопфные, смазываемые и без применения смазки (сухого трения). На рис. 3 показаны различные конструктивные схемы поршневых компрессоров.

В поршневом компрессоре сжатие газа осуществляется перемещением поршня, совершающего возвратно-поступа-

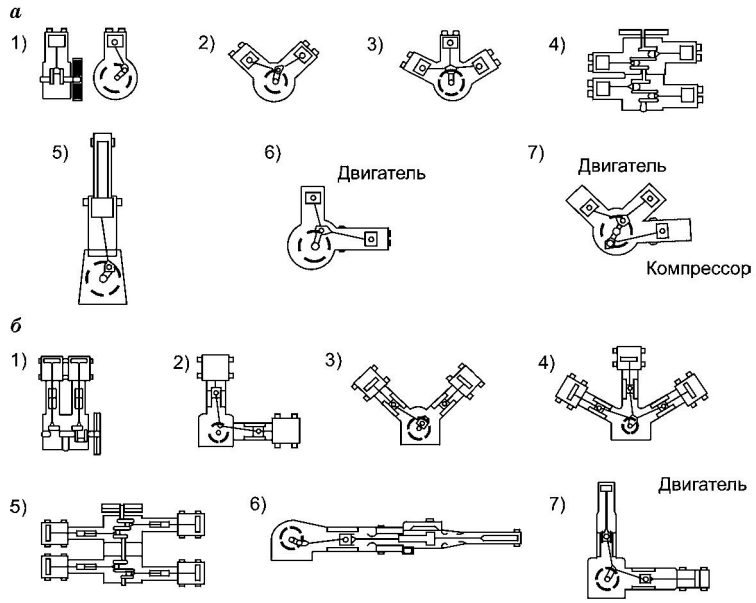


Рис. 3
Схемы типовых конструкций поршневых компрессоров:

а — бескрейцкопфные (одностороннее всасывание): *1* — вертикальный; *2* — типа У; *3* — типа Ш; *4* — горизонтальный оппозитный (корпусного типа); *5* — вертикальный со ступенчатым поршнем; *6* — двигатель-компрессор типа *L*; *7* — двигатель-компрессор типа Ш; *б* — крейцкопфные (с двухсторонним всасыванием): *1* — в одну линию; *2* — типа *L*; *3* — типа У; *4* — типа Ш; *5* — горизонтальный оппозитный; *6* — горизонтальный со ступенчатым поршнем; *7* — двигатель-компрессор типа *L*.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

тельное движение. Возвратно-поступательное движение рабочих органов имеют также свободно-поршневые и мембранные компрессоры. На рис. 4 дана схема мембранного компрессора.

В свободно-поршневом компрессоре передача движения от двигателя к сжимаемому элементу осуществляется без механизма передачи движения. В мембранном компрессоре уменьшение объема газа осуществляется перемещением сжимающего элемента — ротора, совершающего вращательное или качательное движение.

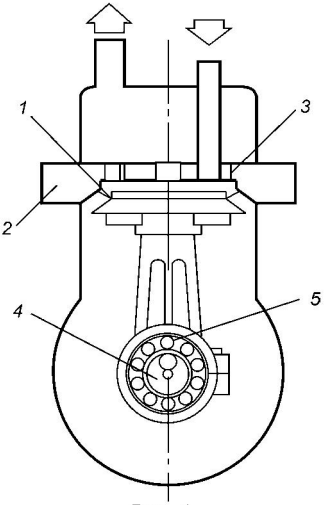


Рис. 4
Мембранный компрессор механического типа:

1 — мембрана; *2* — узел крепления мембраны; *3* — клапанная перегородка; *4* — эксцентрик; *5* — подшипник.

К объемным машинам с вращающим сжимающим элементом (роторным машинам) относятся: винтовые, ротационно-пластинчатые, жидкостно-кольцевые и другие конструкции компрессорных машин (рис. 5).

Лопастной компрессор — машина динамического действия, в которой сжатие газа происходит в результате

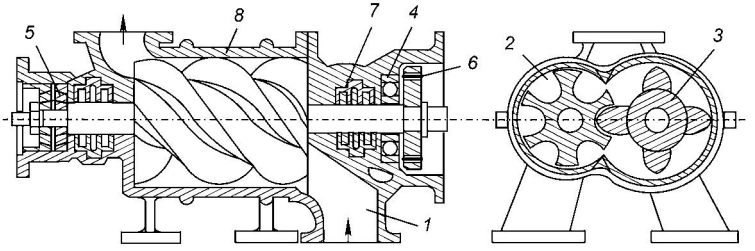


Рис. 5
Винтовой компрессор:

1 — всасывающий патрубок; *2* — ведомый ротор; *3* — ведущий ротор; *4* — подшипник качения ведущего ротора; *5* — упорный подшипник; *6* — шестерни, синхронизирующие движение винтов; *7* — уплотнения вала; *8* — цилиндр и нагнетательный патрубок.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

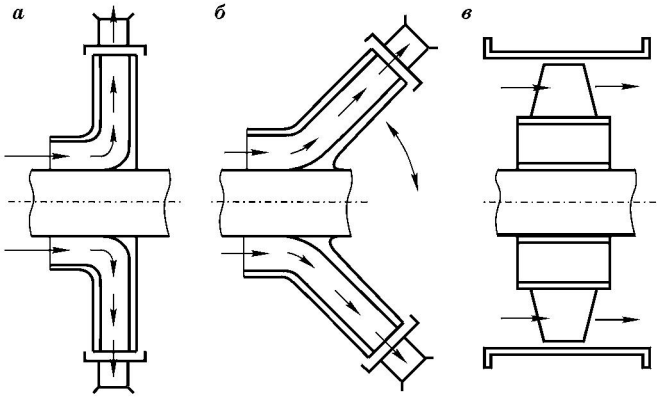


Рис. 6
Схемы лопастных компрессоров:
а — центробежный; *б* — диагональный; *в* — осевой.

взаимодействия потока с вращающейся и неподвижной решетками лопастей. Характерной особенностью лопастных машин является отсутствие пульсации развиваемого ими давления. К лопастным компрессорам относятся радиальные (центробежные), радиально-осевые (диагональные), осевые (рис. 6).

В центробежном компрессоре поток движется в основном от центра к периферии. В осевом компрессоре поток газа движется вдоль оси ротора.

По назначению компрессоры классифицируются в зависимости от отрасли производства, для которых они предназначены (химические, энергетические, общего назначения и т. д.), по роду сжимаемого газа (воздушный, кислородный, хлорный, азотный, гелиевый и т. д.), по непосредственному назначению (пускового воздуха, тормозные и т. д.).

По конечному давлению различают следующие виды компрессоров:

- вакуум-компрессоры — машины, которые отсасывают газ из пространства с давлением ниже атмосферного или выше;
- компрессоры низкого давления, предназначенные для нагнетания газа при давлении от 0,15 до 1,2 МПа, сред-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

него давления — от 1,2 до 10 МПа, высокого давления — от 10 до 100 МПа, сверхвысокого давления, предназначенные для сжатия газа выше 100 МПа.

Компрессоры называются дожимающими, если давление всасываемого газа существенно превышает атмосферное. Производительность компрессоров выражают в единицах объема газа, приведенного к нормальным условиям.

По способу отвода теплоты компрессоры бывают с водяным и воздушным охлаждением.

По типу приводного двигателя различают компрессоры с приводом от электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания, паровой машины или газовой турбины, газомоторные, представляющие собой единую машину «газовый двигатель — компрессор».

По виду сжимаемой среды выделяют компрессоры воздушные, кислородные, аммиачные, фреоновые, азотные, водородные, углекислотные и т. д.

По типу охлаждения различают неохлаждаемые; охлаждаемые водой с внутренним охлаждением (во время цикла сжатия) и с промежуточным охлаждением (между ступенями сжатия); охлаждаемые воздухом.

Охлаждение газа в компрессоре уменьшает работу сжатия. При этом температура сжимаемого газа уменьшается до допустимых значений. Охлаждение в процессе сжатия обычно применяется при относительно высокой степени сжатия на ступень (поршневые компрессоры) или при большом значении показателя адиабаты (газ с большой молекулярной массой).

В компрессоростроении применяются следующие способы охлаждения сжимаемого газа: внутреннее, внешнее, комбинированное и предварительное, а также охлаждение путем впрыска охлаждающей среды в проточную часть машины.

Внутреннее охлаждение осуществляется непосредственно в процессе сжатия газа путем охлаждения стенок рабочих органов компрессора и обычно применяется в объемных машинах (поршневые, винтовые, ротационные и другие компрессоры). Охлаждающая среда — обычно вода или окружающий воздух.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

В лопастных компрессорах внутреннее охлаждение применяется редко по ряду причин: увеличиваются размеры компрессора и компрессорной установки, увеличиваются гидравлические потери в неподвижных элементах рабочих органов из-за увеличения поверхности охлаждения, возможна конденсация влаги, имеющейся в сжимаемом газе, и т. п.

Внешнее охлаждение газа осуществляется в межступенных холодильниках, расположенных вне проточной части компрессора. Сжатый газ охлаждается во внешнем холодильнике при некотором снижении давления из-за гидравлических потерь в холодильнике почти до первоначальной температуры.

Комбинированное охлаждение предусматривает применение одновременно внутреннего и внешнего охлаждения (поршневые, винтовые и другие компрессоры объемного типа).

Применение промежуточных холодильников увеличивает металлоемкость и усложняет конструкцию машины, повышает ее себестоимость на 20...30% по сравнению с неохлаждаемыми компрессорами. Использование охлаждающей воды увеличивает эксплуатационные затраты. Применение охлаждения газа должно основываться на результатах технико-экономических расчетов. Считается возможным изготовлять неохлаждаемые компрессоры стационарного типа со степенью повышения давления $\varepsilon \le 3$, транспортного $\varepsilon \le 5$.

Граница экономической целесообразности охлаждения зависит и от показателя адиабаты. Например, при сжатии гелия ($k = 1{,}66$) охлаждение целесообразно при $\varepsilon > 2$, а при сжатии пропана или фреона-12 ($k = 1{,}14$) при $\varepsilon > 10$. При дефиците воды используется воздушное охлаждение.

Охлаждение впрыском жидкости в поток перекачиваемого газа можно применять, если впрыскиваемая жидкость существенно не влияет на свойства перекачиваемых газов (вода — воздух; жидкий аммиак — аммиак; слабый раствор азотной кислоты — нитрозный газ). Охлаждение газа происходит за счет теплоты испарения жидкости. Жидкость от постороннего источника через распыляющие форсунки

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

впрыскивается непосредственно в проточную часть компрессора. Например, при впрыскивании 1% по массе воды температура сжимаемого воздуха снижается примерно на 25°С.

Для оценки эффективности неохлаждаемых компрессоров и отдельных его ступеней используется политропный КПД $\eta_{\text{п. к}}$ и изоэнтропный КПД $\eta_{\text{а}}$:

$$\eta_{\text{п.к}} = \frac{GL_{\text{п.к}}}{1000N_e}, \tag{4}$$

где $L_{\text{п. к}}$ — политропная работа, Дж/кг, определяемая по формуле

$$L_{\text{п.к}} = \frac{n}{n-1} RT_{\text{н}}^{*} \left[\left(\frac{p_{\text{к}}^{*}}{p_{\text{н}}^{*}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \tag{5}$$

здесь n — показатель политропы; G — массовая производительность компрессора, кг/с; N_e — мощность, потребляемая компрессором, Вт.

Для неохлаждаемых компрессоров

$$N_e = \frac{GL_{\text{а.к}}}{1000\eta_{\text{а.к}}}, \tag{6}$$

для охлаждаемых компрессоров

$$N_e = \frac{GL_{\text{из.к}}}{1000\eta_{\text{из.к}}}, \tag{7}$$

где $L_{\text{а. к}}$ и $L_{\text{из. к}}$ — изоэнтропная (адиабатная) и изотермическая работы:

$$\begin{cases} L_{\text{а.к}} = c_p T_{\text{н}}^{*} \left[\left(\dfrac{p_{\text{к}}^{*}}{p_{\text{н}}^{*}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = c_p T_{\text{н}} \left[\left(\dfrac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \dfrac{c_{\text{к}}^2 - c_{\text{н}}^2}{2}; \\ L_{\text{из.к}} = c_p T_{\text{н}}^{*} \ln \dfrac{p_{\text{к}}^{*}}{p_{\text{н}}^{*}} = c_p T_{\text{н}} \ln \dfrac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}} + \dfrac{c_{\text{к}}^2 - c_{\text{н}}^2}{2}. \end{cases} \tag{8}$$

В этих формулах c_p — теплоемкость при постоянном давлении; $\eta_{\text{а. к}}$, $\eta_{\text{из. к}}$ — полные (с учетом утечек и механических потерь) изоэнтропный и изотермический КПД компрессора: $\eta_{\text{а. к}} = 0{,}6\ldots0{,}85$; $\eta_{\text{из. к}} = 0{,}5\ldots0{,}85$.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Политропный КПД неохлаждаемого компрессора (без учета утечек и механических потерь) может быть определен по результатам испытаний как

$$\eta_{\text{п}} = \frac{(k-1)\ln \varepsilon_{\text{к}}^*}{k \ln T_{\text{к}}^* / T_{\text{н}}^*}(1-q). \qquad (9)$$

Изоэнтропный КПД (без учета механических потерь и утечек) может быть определен по результатам испытаний как

$$\eta_{\text{а}} = \frac{\varepsilon_{\text{к}}^{*\frac{k-1}{k}}}{T_{\text{к}}^* / T_{\text{н}}^* - 1}(1-q), \qquad (10)$$

где k — показатель изоэнтропы.

Коэффициент q учитывает отдачу теплоты наружному воздуху через корпус компрессора и равен для небольших центробежных компрессоров с расходом до 1 кг/с 0,025...0,035; для крупных центробежных компрессоров с расходом до 5 кг/с — 0,02...0,025, для осевых компрессоров — 0,01...0,02.

Относительный изотермический КПД, применяемый для оценки объемных одноступенчатых компрессоров с интенсивным охлаждением, можно найти по формуле

$$\eta_{\text{из}} = \frac{R \ln p_{\text{к}} / p_{\text{н}}}{c_p (T_{\text{к}} / T_{\text{н}} - 1)}. \qquad (11)$$

Для удобства монтажа и уменьшения габаритов компрессорной установки применяются электродвигатели, ротор которых является валом компрессора (моноблочный принцип).

Расчет, конструирование и эксплуатация компрессора ведутся с учетом свойств газа, для сжатия которого предназначен данный компрессор.

Свойства сжимаемого газа определяют размеры и конструкцию главных узлов и деталей компрессора. Например, при сжатии пожароопасных газов (кислород, водород, углеводородные газы и др.) необходимо обеспечение повышенной герметичности компрессора и взрывобезопасности двигателя, систем защиты и управления. При сжатии газов, отличающихся токсичностью (оксид углерода,

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

хлор и др.) и повышенной текучестью (гелий), главное требование — герметичность компрессора. При сжатии газов с коррозионными свойствами (сероводород, хлор и др.) необходимо применение специальных материалов для деталей газового такта компрессора.

Некоторые газы активно вступают в химическую реакцию с минеральным маслом (например, кислород), растворяют минеральное масло и смывают его с трущихся поверхностей узлов компрессора (например, углеводородные газы и их смеси), поэтому необходимо применение специальной смазки или выполнение конструкции компрессора, не требующей смазки.

Наибольшее распространение получили воздушные, кислородные, азотоводородные, водородные, гелиевые компрессоры.

Компрессоры, используемые в низкотемпературных установках, как и компрессоры общего назначения, по принципу действия делятся на объемные (поршневые, ротационные, винтовые, мембранные) и кинетические (турбокомпрессоры, осевые и центробежные). Вместе с тем они имеют ряд особенностей.

Первая из них связана с необходимостью исключить как утечки рабочего тела, так и подсосы в компрессор.

Вторая особенность обусловлена более тесной связью параметров компрессора с работой самой низкотемпературной установки. Это проявляется в требованиях по регулированию расхода, давления всасывания и нагнетания, температуры.

Третья особенность, относящаяся к компрессорам криогенных установок, определяется необходимостью исключить попадание смазки в сжимаемый газ.

Воздух считается чистым, если содержание пыли в нем менее 25 мг/м^3. Воздух содержит пары воды, количество которых определяется его температурой и относительной влажностью. Давление атмосферного воздуха зависит от высоты над уровнем моря и колебаний барометрического давления, достигающих 2,5%. На высоте 1000 м, например, атмосферное давление ниже давления на уровне моря приблизительно на 13,5%.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

1.4. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

Области применения компрессоров по производительности и давлению (рис. 7) не являются постоянными и изменяются в зависимости от совершенствования машин различных типов и конструкций [8].

Наиболее распространены и многообразны по конструктивному выполнению, схемам и компоновкам *поршневые компрессоры*. Их различают по устройству криво-

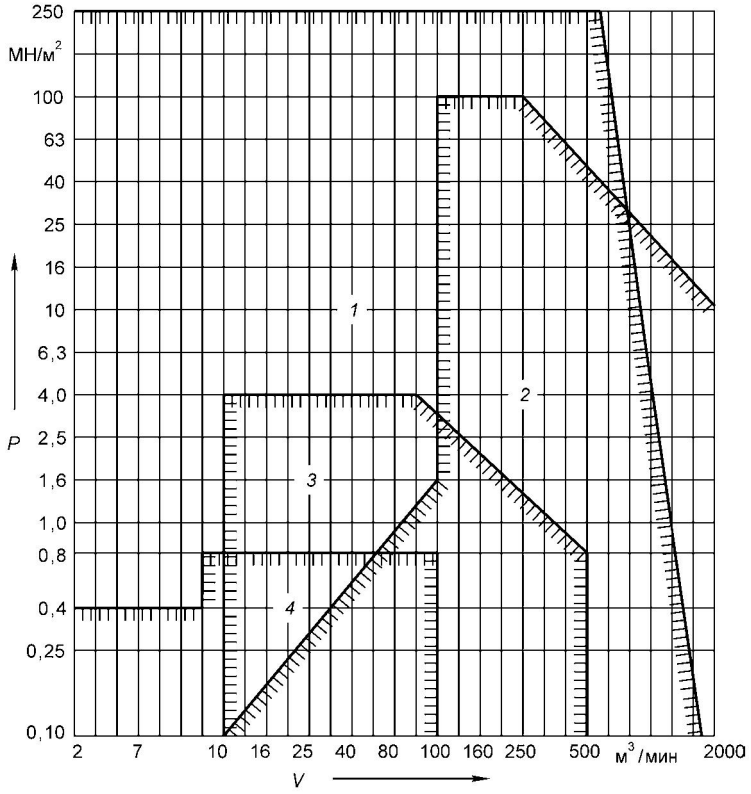


Рис. 7
Области применения различных типов компрессоров по производительности и давлению:

1 — поршневые; *2* — центробежные; *3* — винтовые; *4* — ротационные.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

шипно-шатунного механизма, устройству и расположению цилиндров, числу ступеней сжатия.

По объемной производительности при условиях всасывания поршневые компрессоры классифицируются следующим образом: микрокомпрессоры производительностью до 0,6 м^3/мин; малой производительностью от 0,6 до 6,0 м^3/мин, средней — от 6,0 до 60,0 м^3/мин, большой — свыше 60,0 м^3/мин.

В области средней и большой производительностей, низких и средних давлений значительное развитие получили *винтовые компрессоры*.

Винтовые маслозаполненные компрессоры общего назначения с воздушным и водяным охлаждением и асимметричным профилем винтов, несмотря на меньший КПД, более эффективны по сравнению с поршневыми, центробежными и ротационно-пластинчатыми компрессорами в диапазоне производительности от 10 до 50 м^3/мин.

Поршневые компрессоры менее удобны для эксплуатации внутри шумопоглощающего кожуха по сравнению с маслозаполненными винтовыми компрессорами (имеют большие габариты, необходимость в частой ревизии рабочих клапанов, более высокое тепловыделение от поверхностей цилиндров, повышенную вибрацию).

Маслозаполненные винтовые компрессоры производительностью от 1,0 до 70 м^3/мин на давление нагнетания до 4,0 МПа широко применяются в стационарных установках (рис. 7). По сравнению со всеми другими типами компрессоров стоимость 1 м^3 воздуха, сжатого стационарными маслозаполненными винтовыми компрессорами общего назначения с воздушным охлаждением в диапазоне производительности от 10 до 50 м^3/мин, наименьшая.

Особое значение винтовые компрессоры с воздушным охлаждением имеют для обеспечения сжатым воздухом пневматического оборудования в районах с высоким дефицитом и стоимостью охлаждающей воды.

Одна из особенностей винтовых компрессоров — способность сжимать двухфазные (газ + жидкость) среды.

Воздушные винтовые компрессоры сухого сжатия в качестве машин общего назначения уступают маслозапол-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

ненным из-за высокой стоимости изготовления и относительно низкого КПД. В этом отношении маслозаполненные машины превзошли их по такому обобщающему показателю эффективности, как стоимость единицы объема сжимаемого газа.

Ротационно-пластинчатые компрессоры общего назначения различаются по производительности от 0,1 до 100 м^3/мин, с абсолютным давлением всасывания от 0,01 до 0,1 МПа и давлением нагнетания до 1,2 МПа в одноступенчатом исполнении, до 1,6 МПа — в двухступенчатом исполнении и до 2,5 МПа — в трехступенчатом. В указанном диапазоне параметров ротационно-пластинчатые компрессоры практически не уступают поршневым компрессорам по КПД и превосходят их в быстроходности, компактности, сбалансированности масс, надежности.

Ротационно-пластинчатые компрессоры занимают устойчивое положение в диапазоне малых производительностей (рис. 8).

Наиболее экономичны в области большой производительности *центробежные компрессоры* общего назначения

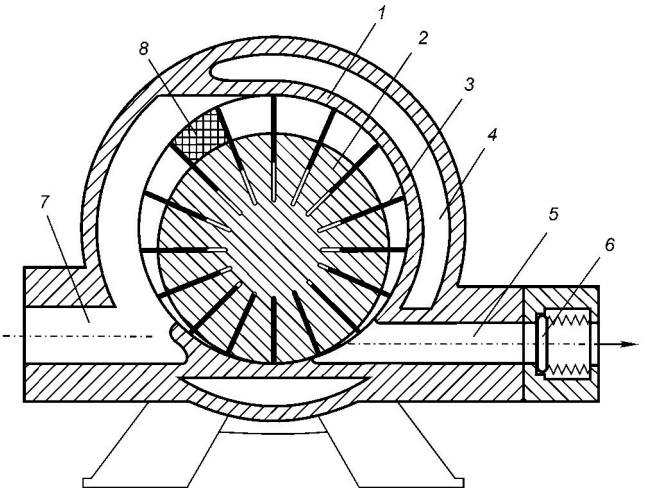


Рис. 8
Ротационно-пластинчатый компрессор:

1 — корпус; *2* — ротор; *3* — пластина; *4* — рубашка; *5*, *7* — нагнетательный и всасывающий патрубки; *6* — клапан; *8* — камера сжатия.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

производительностью от 200 м^3/мин и выше, вследствие чего их развитие направлено в сторону увеличения единичной мощности. Совершенствование конструкций центробежных машин привело к использованию их там, где традиционно применялись другие типы компрессоров.

Стационарные и транспортные газовые машины с производительностью более 1000 м^3/мин и с относительно небольшой степенью повышения давления ($\varepsilon = 10...15$) — это *осевые компрессоры*. В большинстве случаев это многоступенчатые машины, применяемые в авиационной, криогенной технике, машиностроительной, газовой, химической, металлургической, энергетической и других отраслях промышленности. Современные осевые компрессоры газотурбинных установок имеют степень повышения давления до 25...35 и выше. В зависимости от скорости газового потока в рабочих органах различают дозвуковые и сверхзвуковые осевые компрессоры с турбо- или электроприводом с частотой вращения 500 с$^{-1}$ и более.

Осевые компрессоры стационарных установок имеют преимущество перед центробежными: более высокие значения КПД, масса и габариты для стационарных установок большого значения не имеют. Стоимость крупных стационарных установок центробежных и осевых компрессоров примерно одинакова. Осевые компрессоры имеют ограниченный диапазон рабочих режимов из-за помпажа, чувствительности к коррозии и эрозии.

1.5. КОНСТРУКТИВНОЕ УСТРОЙСТВО РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ КОМПРЕССОРОВ

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Поршневой компрессор — объемная машина, у которой всасывание, сжатие и вытеснение газа производятся поршнем, перемещающимся в цилиндре возвратно-поступательно (см. рис. 9).

Преобразование вращательного движения вала в возвратно-поступательное движение поршня происходит при помощи кривошипно-шатунного механизма, состоящего

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

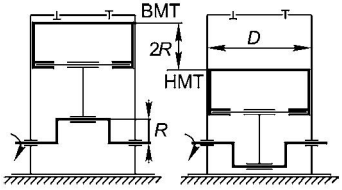


Рис. 9
Схема поршневого компрессора

в общем случае из вала с кривошипом (или коленом), шатуна и крейцкопфа (ползуна) (рис. 10*б*).

В ряде конструкций ползун (крейцкопф) отсутствует и его назначение спрямлять движение выполняет поршень удлиненной формы (рис. 10*а*). Поэтому различают два типа поршневого компрессора — крейцкопфные и бескрейцкопфные.

В теории машин и механизмов отмечаются два характерных положения кривошипно-шатунного механизма, называемые мертвыми, а соответственные положения поршня — мертвыми точками.

Положение поршня в момент его наибольшего удаления от вала называется *верхней мертвой точкой* (ВМТ), соответственно наименьшее удаление поршня — *нижней мертвой точкой* (НМТ). Поршень может работать одной (*а*) или двумя сторонами (*б*) (рис. 10). Поэтому различают поршневые компрессоры двух типов: одностороннего и двухстороннего действия.

При движении поршня от крайнего левого положения в цилиндре создается разряжение. Под действием разности давлений всасывающий клапан *5* открывается, и газ поступает в цилиндр. Процесс всасывания заканчивается при достижении поршнем НМТ.

При движении поршня к ВМТ повышается давление в цилиндре и происходит процесс сжатия газа. Когда дав-

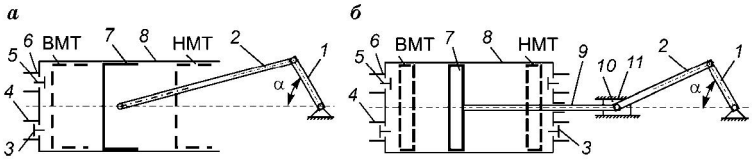


Рис. 10
Конструктивные схемы компрессора:

а — бескрейцкопфный; *б* — крейцкопфный: *1* — коленчатый вал; *2* — шатун; *3*, *5* — нагнетательный и всасывающий клапаны; *4*, *6* — нагнетательный и всасывающий патрубки; *7* — поршень; *8* — цилиндр; *9* — шток; *10* — крейцкопф; *11* — направляющие крейцкопфа.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

ление газа в цилиндре превысит давление за нагнетательным клапаном *3*, последний под действием разности давлений открывается, и происходит нагнетание газа в нагнетательный патрубок.

Нагнетание происходит до тех пор, пока поршень не придет к ВМТ. Объем газа в цилиндре компрессора в этот момент минимальный — это мертвый объем.

Цилиндры, в которых рабочие процессы происходят по обе стороны, называются цилиндрами двухстороннего действия. Рабочие процессы в цилиндрах двухстороннего действия происходят одновременно в обеих полостях, но процессы смещены по времени на продолжительность хода поршня. Передача движения от кривошипно-шатунного механизма к поршню осуществляется через шток *9* и крейцкопф (ползун) *10*, который движется в специальных направляющих *11* (рис. 10*б*).

По расположению цилиндров поршневые компрессоры подразделяются на вертикальные, горизонтальные и угловые. К вертикальным относятся машины с цилиндрами, расположенными вертикально, к горизонтальным — с цилиндрами, расположенными горизонтально (рис. 3). При горизонтальном расположении цилиндры могут быть размещены по одну сторону коленчатого вала, такие компрессоры называются горизонтальными с односторонним расположением цилиндров. Если цилиндры размещены по обе стороны вала — это горизонтальные компрессоры с двухсторонним расположением цилиндров (рис. 3).

К угловым компрессорам относятся машины с цилиндрами, расположенными в одних рядах вертикально, в других — горизонтально. Такие компрессоры называются прямоугольными. К угловым компрессорам относятся машины с наклонными цилиндрами, установленными У-образно и Ш-образно (компрессоры называются соответственно У- и Ш-образными).

Прогрессивным в развитии поршневых компрессоров является переход на оппозитное исполнение компрессоров крупной и средней производительности. Оппозитные компрессоры, представляющие собой горизонтальные машины с встречным движением поршней и расположением

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

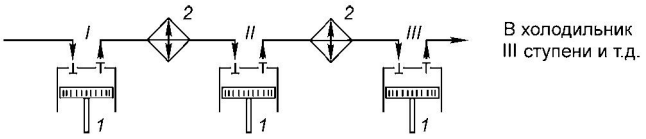


Рис. 11
Схема многоступенчатого компрессора:
1 — цилиндры; *2* — воздухоохладители; *I...III* — ступени сжатия.

цилиндров по обе стороны вала, отличаются высокой динамической уравновешенностью, меньшими габаритами и массой. Благодаря своим преимуществам оппозитные компрессоры практически полностью вытеснили традиционный тип крупного горизонтального компрессора.

В тех случаях, когда требуемое давление газа не может быть получено сжатием в одном цилиндре, применяются компрессоры со ступенями давления, называемые *многоступенчатыми*. В таких компрессорах сжатие происходит многократно в последовательно соединенных цилиндрах, разобщенных клапанами. Между цилиндрами поток газа проходит через межступенные охладители. В некоторых конструкциях многоступенчатое сжатие достигается в одном цилиндре поршнем с несколькими диаметрами.

Применение многоступенчатого сжатия воздуха имеет следующие преимущества перед одноступенчатым: улучшается коэффициент подачи, увеличивается безопасность смазки цилиндров и уменьшается работа сжатия. К недостаткам многоступенчатого сжатия можно отнести конструктивную сложность компрессора, увеличение потерь давления воздуха при его прохождении через промежуточные воздухоохладители.

Мертвое пространство необходимо для исключения удара поршня о крышку из-за температурных деформаций деталей механизма движения и штока или при избытке смазки.

По числу ступеней сжатия компрессоры бывают одно-, двух- и многоступенчатыми. Многоступенчатое сжатие вызывается необходимостью ограничить температуру сжимаемого газа (рис. 11).

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Трущиеся пары компрессора (поршни, цилиндры, сальники) смазываются маслом, которое при высоких температурах разлагается, образуя нагар. В воздушных компрессорах возникает опасность воспламенения и взрыва масляного нагара, накапливающегося в трубопроводах, на крышках цилиндров и поверхностях клапанов, поэтому температура нагнетаемого воздуха не должна превышать 453 К.

Графическая зависимость давления газа в цилиндре компрессора от положения поршня за оборот вала называется *индикаторной диаграммой*.

В теоретическом или идеальном компрессоре предполагается сжатие воздуха по изоэнтропе, отсутствие сопротивлений всасывающих и нагнетательных клапанов, трубопроводов, а также мертвого пространства в цилиндре.

Действительная индикаторная диаграмма работы компрессора будет отличаться от теоретической следующими деталями: процесс сжатия воздуха происходит по политропе; существует вредное (мертвое) пространство и сопротивление клапанов, и, как следствие, понижается давление при всасывании воздуха; влажностью воздуха,

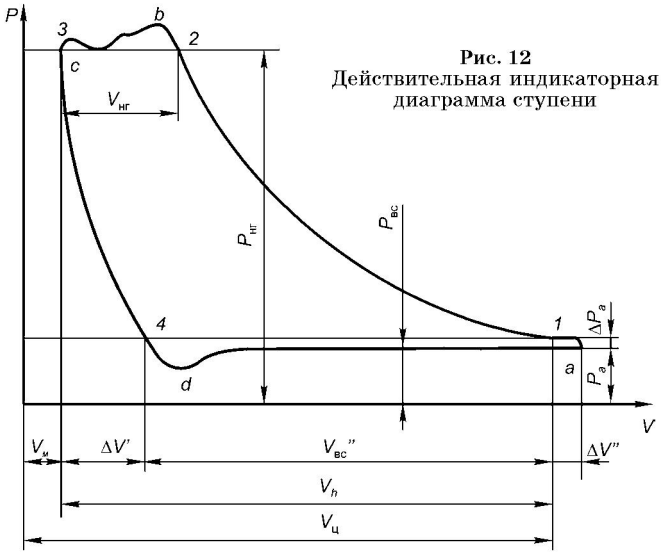


Рис. 12
Действительная индикаторная диаграмма ступени

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

перетечками воздуха из-за неплотности в клапанах, поршневых кольцах и т. п.

Площадь индикаторной диаграммы, построенной в определенном масштабе в P и V-координатах, пропорциональна работе и мощности компрессора за один оборот вала.

Действительная индикаторная диаграмма ступени компрессора изображена на рис. 12. Точка d на диаграмме соответствует началу открытия, точка a — закрытию всасывающего клапана. Началу открытия нагнетательного клапана на диаграмме соответствует точка b, его закрытию — точка c. Линия d–a изображает на диаграмме процесс всасывания, a–b — процесс сжатия, b–c — процесс нагнетания, c–d — процесс расширения газа, находящегося в мертвом пространстве.

МЕМБРАННЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Мембранные компрессоры — машины объемного типа, у которых вместо движущегося в цилиндре поршня используется колеблющаяся мембрана, зажатая по контуру между крышкой и опорной плитой компрессора. Воздействие на мембрану производится механически или гидравлически. При механическом воздействии (см. рис. 4) эксцентрик, расположенный на приводном валу, обеспечивает возвратно-поступательное движение штока с диском, в котором закреплена мембрана.

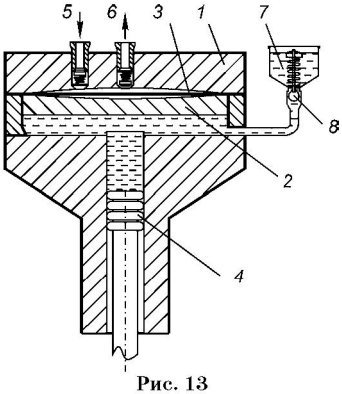


Рис. 13
Мембранный компрессор гидравлического типа:

1 — крышка; *2* — пластина упругая; *3* — мембрана; *4* — поршень гидроцилиндра; *5*, *6* — всасывающий и нагнетательный клапаны; *7* — жидкость; *8* — клапан на входе жидкости.

Гидравлическое воздействие на мембрану показано на рис. 13, где колебательное движение мембраны является результатом меняющегося давления жидкости на нижнюю сторону мембраны. Меняющееся давление жидкости на нижней стороне мембраны обеспечивается поршневым механизмом, рабочий объем

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

которого согласован с объемом жидкости, необходимым на рабочем ходу компрессора.

Мембранные компрессоры с механическим воздействием применяются для малой производительности при меняющихся давлениях. Мембранные компрессоры с гидравлическим воздействием применяются для обеспечения высоких давлений.

РОТАЦИОННО-ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Ротационно-пластинчатые компрессоры отличаются компактностью, незначительным падением производительности при увеличении давления нагнетания и вакуума.

При вращении ротора компрессора (см. рис. 8) пластины *3* под действием центробежной силы, перемещаясь в пазах, прижимаются к цилиндрической поверхности корпуса *1* и разделяют рабочее пространство между ротором и внутренней поверхностью цилиндра на отдельные камеры *8* разных размеров. Камеры, расположенные слева от оси цилиндра, сообщаются со всасывающим патрубком *7*. При вращении их объем увеличивается и заполняется газом — так осуществляется процесс всасывания.

При достижении максимального объема камера разобщается со всасывающим патрубком. При дальнейшем движении теперь замкнутой камеры объем ее уменьшается, а давление газа увеличивается. Происходит процесс сжатия до тех пор, пока передняя пластина камеры не пройдет кромку нагнетательного окна цилиндра.

Камера оказывается сообщенной с нагнетательным патрубком *5*, и происходит процесс нагнетания. Когда объем достигает минимальной величины, камера разобщается с нагнетательным патрубком. Дальнейшее движение камеры в левую половину цилиндра приводит ее к сообщению со всасывающим патрубком, и процессы всасывания, сжатия и нагнетания повторяются.

В корпусе выполнена рубашка для охлаждения *4* и установлен клапан *6*. Компрессоры используются для питания сжатым воздухом пневмоинструмента, в системах пневматического транспорта, в качестве компрессоров

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

и вакуум-насосов в различных отраслях промышленности для сжатия воздуха и технологических газов.

Ротационно-пластинчатые компрессоры выпускаются со стальными пластинами и разгрузочными кольцами, уменьшающими износ пластин, а также с пластинами из несмазываемых антифрикционных материалов. Машины работают до 10 лет без замены каких-либо деталей.

Основными достоинствами ротационных компрессоров являются следующие:

- быстроходность, что дает возможность непосредственного соединения компрессора с электродвигателем;
- всасывание и нагнетание происходит непрерывно, поэтому отсутствует необходимость установки воздухосборника;
- малая масса и габариты;
- отсутствие всасывающих и нагнетательных клапанов.

К числу недостатков относят:

- большую работу трения, вызывающую значительный износ деталей;
- низкие значения КПД и коэффициента подачи;
- высокую температуру сжатия;
- сложность изготовления и ремонта.

ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Надежность в работе, малая удельная металлоемкость и габаритные размеры предопределили широкое распространение винтовых компрессоров. Они конкурируют с другими типами объемных компрессорных машин, практически полностью вытеснив их в передвижных компрессорных установках.

Рабочими органами винтовых компрессоров являются роторы с нарезанными на них винтовыми зубьями, количество роторов варьируется от одного до трех. Наибольшее распространение получили двухроторные машины. Роторы вращаются в корпусе, выполняющем роль цилиндра (см. рис. 5).

Роторы современных винтовых компрессоров представляют собой косозубые шестерни с малым числом зубьев специального профиля. Каждая пара зубьев образует

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань» ЛАНЬ

винтовой канал, заполняемый газом. Ротор, называемый ведущим, имеет выпуклые, широкие зубья и чаще всего соединен с двигателем. Ведомый ротор имеет зубья вогнутые и тонкие.

Профиль зубьев винтов должен обеспечить герметичность в различных сечениях. Объем впадин между зубьями ведущего и ведомого роторов называется парной полостью.

Рабочий процесс винтового компрессора состоит из четырех фаз: всасывание, перенос, сжатие, нагнетание.

При вращении винтов на стороне выхода зубьев из зацепления постепенно, начиная от торца всасывания, освобождаются впадины между зубьями. Эти полости благодаря создаваемому в них разрежению заполняются газом, поступающим из камеры всасывания. С поворотом роторов заполненное пространство увеличивается до тех пор, пока с торцевой стороны, где расположена камера нагнетания, зубья не выйдут из зацепления полностью. На этом этап всасывания заканчивается.

При дальнейшем повороте роторов полость между зубьями переходит через кромку всасывающего окна. Ее соединение с этим окном прекращается, газ оказывается в изолированной полости и без изменения замкнутого объема парной полости перемещается на некоторый угол (перенос). Затем начинается сжатие.

С торцевой стороны всасывающего окна в пространство между зубьями начинает проникать зуб ротора. С поворотом роторов линия зацепления зубьев перемещается к торцевой стороне нагнетательного окна. Уменьшение объема парной полости приведет к росту давления, которое будет продолжаться до тех пор, пока полость сжатия не соединится с окном нагнетания. В этот момент процесс внутреннего сжатия заканчивается.

При сообщении полости сжатия с нагнетательным окном дальнейшее вращение приводит к выталкиванию сжатого газа в нагнетательный патрубок.

Повышение давления газа в винтовом компрессоре зависит от размеров окна нагнетания: с уменьшением его внутреннее сжатие будет увеличиваться.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Винтовые компрессоры делятся на две группы: машины сухого и мокрого сжатия (маслозаполненные).

Винтовые компрессоры сухого сжатия подают сухой газ, не содержащий масла. Винты вращаются в корпусе без контактов, отсутствует и взаимный контакт роторов, что обеспечивается парой зубчатых колес, синхронизирующих вращение роторов и устанавливающих между ними требуемый зазор. Охлаждение таких машин осуществляется через водяные полости в отливке корпуса.

Значительное развитие и расширение области применения винтовых компрессоров связано с появлением маслозаполненного компрессора.

Впрыск масла в рабочее пространство позволил получить соотношение давлений до 10...15 в одноступенчатой машине против 4...5 в компрессоре сухого сжатия.

Частота вращения роторов маслозаполненного компрессора ниже компрессора сухого трения, поэтому опорами роторов могут быть подшипники качения или скольжения.

В результате подачи масла в рабочую полость винтового компрессора:

- повышается производительность;
- упрощается конструкция компрессора, возможно непосредственное соприкосновение зубьев роторов, отпадает необходимость в синхронизирующихся шестернях;
- увеличивается соотношение давлений в ступени;
- повышается энергетическая эффективность, надежность и долговечность.

Маслосистема увеличивает габариты компрессорной установки и ее стоимость, а также усложняет эксплуатацию. Использование минеральных масел приводит к загрязнению газа парами масел. Поэтому промышленностью разработаны водозаполненные винтовые компрессоры, в которых роль смазки и уплотнителя зазоров играет чистая, не содержащая агрессивных примесей вода.

Влияние на герметичность зацепления, на экономичность, на массовые и габаритные характеристики компрессора оказывает профиль зубьев.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Таблица 1

Технические данные винтовых компрессоров (производитель АО «Борец», Москва) [23]

Типоразмер	Подача, м³/мин	Давление нагнетания, МПа	Мощность двигателя, кВт	Габаритные размеры, мм
Шторм 0050	0,45...0,50	0,5...1,0	4,0	580×520×950
Шторм 0070	0,66...0,73	0,5...1,0	5,5	580×520×950
Шторм 0100	0,9...1,04	0,5...1,0	7,5	580×520×950
Шторм 0150	1,1...1,71	0,5...1,3	11	720×720×1130
Шторм 0250	1,61...2,46	0,5...1,3	15	720×720×1130
Шторм 0300	2,13...2,91	0,5...1,3	18,5	720×720×1130
Шторм 0350	2,52...3,09	0,5...1,3	22	720×720×1130
Шторм 0400	2,65...3,98	0,5...1,3	22	1500×1100×1410
Шторм 0500	3,75...4,91	0,5...1,3	30	1500×1100×1410
Шторм 0600	4,48...6,04	0,5...1,3	37	1500×1100×1410
Шторм 0700	5,12...7,16	0,5...1,3	37	1800×1200×1650
Шторм 0850	5,66...8,38	0,5...1,3	45	1800×1200×1650
Шторм 1000	7,2...9,89	0,5...1,3	55	1800×1200×1650
Шторм 1100	8,46...11,4	0,5...1,3	75	1800×1200×1650
Шторм 2150	16,7...21,6	0,5...1,3	132	2074×1600×1904
Шторм 2400	18,0...25,2	0,5...1,3	132	2800×1920×2073
Шторм 2800	21,3...28,9	0,5...1,3	160	2800×1920×2073
Шторм 3600	27,2...37,1	0,5...1,3	200	2800×1920×2073
Шторм 4200	33,2...43,2	0,5...1,3	250	2800×1920×2073

Зацепление должно обеспечивать герметичность между областями нагнетания и всасывания, герметичность между парными полостями газа, т. е. в осевом направлении.

Технические данные отечественных винтовых компрессоров приведены в табл. 1.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Центробежные компрессоры по сравнению с поршневыми имеют малые габариты и массу, приходящиеся на единицу производительности, обеспечивают подачу сжатого газа без пульсаций, в них отсутствуют поступательно движущиеся части и, следовательно, инерционные усилия, передаваемые на фундамент. Сжатие газа происходит без загрязнения его маслом, так как в зоне сжатия нет трущихся пар, к которым необходимо было бы подводить смазку.

По конструктивным особенностям центробежный компрессор экономичен при более высокой производительности (более 120 $м^3$/мин).

На рис. 14 показана принципиальная схема центробежного компрессора.

Центробежные компрессоры имеют несколько ступеней, их количество зависит от требуемого повышения давления. Под ступенью центробежного компрессора понимают сочетание рабочего колеса, диффузора и обратного направляющего аппарата. При вращении рабочего колеса на стороне входа у него образуется разрежение, вследствие чего газ поступает по всасывающему подводу в каналы между лопатками рабочего колеса. В рабочем колесе под действием центробежных и газодинамических сил,

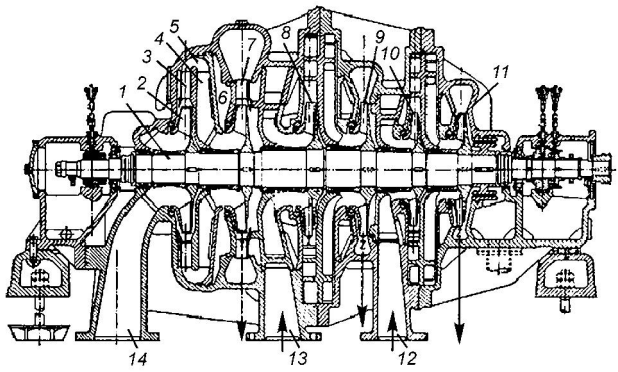


Рис. 14
Схема многоступенчатого центробежного компрессора:

1 — вал; *2*, *6*, *8*...*11* — рабочие колеса; *3*, *7* — кольцевые диффузоры; *4* — обратный направляющий канал; *5* — направляющий аппарат; *12*, *13* — каналы для подвода газа из холодильников; *14* — канал для всасывания газа.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

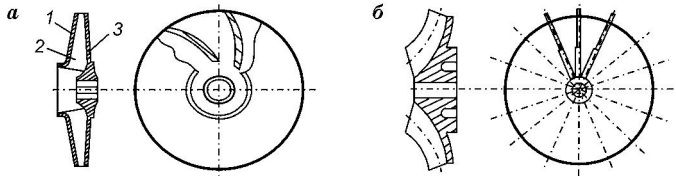


Рис. 15
Рабочие колеса центробежных компрессоров:
а — закрытого типа; *б* — полуоткрытого типа.

возникающих при обтекании лопастей, происходит повышение давления и увеличение скорости газа. Поступив из рабочего колеса в диффузор, газ значительно снижает свою скорость и повышает давление.

Несмотря на разнообразие конструктивных схем и исполнений, ступень компрессора состоит из ряда сходных по назначению элементов.

Газ к рабочему колесу подводится с помощью подводящего устройства (подвода), конструктивное исполнение которого зависит от схемы компрессора.

Рабочее колесо центробежного компрессора состоит из ведущего (основного) и ведомого (покрывающего) дисков, между которыми имеются профилированные лопатки. Получив приращение энергии в рабочем колесе, газ поступает в отводящее устройство и направляется в нагнетательный патрубок или к последующей ступени компрессора. Для центробежных компрессоров отводящее устройство (отвод) может выполняться в виде спиральной камеры, безлопаточного кольцевого диффузора или лопаточного отвода. В местах выхода вала из корпуса предусмотрены концевые уплотнения.

Рабочее колесо является тем элементом проточной части, в котором происходит преобразование механической энергии привода в энергию перекачиваемого газа. Это накладывает особые требования к совершенству проточной части, точности изготовления, качеству поверхности.

Конструктивное исполнение рабочих колес центробежных компрессоров различно (рис. 15).

Рабочее колесо закрытого типа (рис. 15*а*) состоит из основного *3* и покрывающего (переднего) *1* дисков, между

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

которыми располагаются профилированные лопасти *2*, образующие круговую решетку. Диски выполняются из поковок либо штампуются. Кованые диски применяются при окружных скоростях на выходе рабочего колеса $u_2 > 200$ м/с. При $u_2 < 200$ м/с ведущий диск выполняют цельнокованым, а ведомый — штампованным. Соединение отштампованных лопастей с дисками может осуществляться с помощью заклепок, сварки, пайки. Лопасти бывают одинарной кривизны (цилиндрические) или двойной кривизны (пространственные). В некоторых случаях применяются укороченные (через одну) промежуточные лопасти для уменьшения стеснения потока при входе на решетку.

При окружных скоростях $u_2 \geq 300$ м/с применяются полуоткрытые рабочие колеса, отсутствует передний покрывающий диск (рис. 15*б*). Лопасти и ведущий диск получают фрезерованием либо электроэрозионной обработкой из одной поковки. Торцы лопаток обрабатываются по шаблону для обеспечения равномерного зазора с корпусом компрессора. Рабочие колеса полуоткрытого типа изготавливаются цельными или составными.

Рабочие колеса центробежных компрессоров выполняют с односторонним и двухсторонним входами.

В следующую ступень газ повышенного давления поступает по обратному направляющему аппарату. Пройдя все ступени, газ попадает в выходную улитку и направляется в нагнетательный трубопровод.

Ротор компрессора установлен в подшипниках.

ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

В осевых компрессорах (рис. 16) газ через входной патрубок поступает в проточную часть компрессора и перемещается последовательно от лопаток входного направляющего аппарата, через группу ступеней, спрямляющий аппарат, диффузор и выходной патрубок. Рабочие колеса ступеней вместе с валом, на который они насажены, образуют ротор; направляющие аппараты вместе с корпусом, в котором они закреплены, — статор. Ротор опирается на подшипники, которые обычно выполняются в виде подшипников скольжения.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань» ЛАНЬ

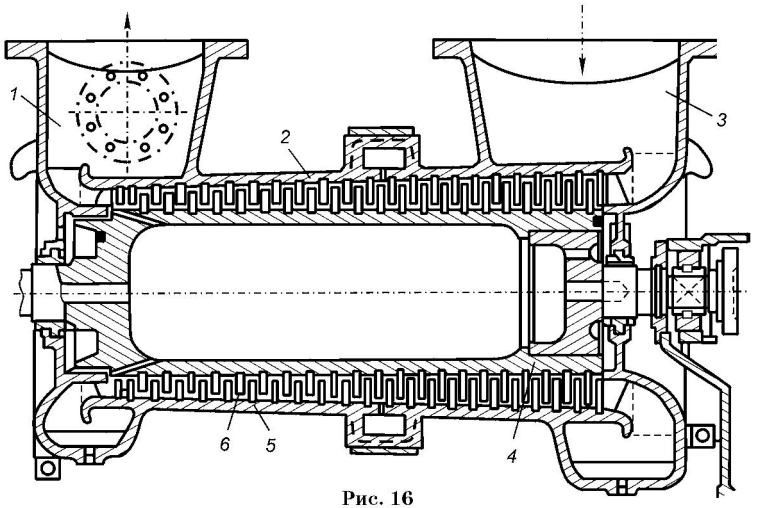


Рис. 16
Осевой компрессор:

1 — канал для подачи сжатого газа; *2* — корпус; *3* — канал для всасывания газа; *4* — ротор; *5* — направляющие лопатки; *6* — рабочие лопатки.

Входной патрубок служит для равномерного подвода газа из подводящего трубопровода к кольцевому конфузору, который предназначен для ускорения потока перед входным направляющим аппаратом и создания равномерного поля скоростей и давлений.

Рабочее колесо осевого компрессора (рис. 17) состоит из ступицы *1*, на поверхности которой равномерно по окружности расположены профилированные лопасти *2*. Лопасти могут крепиться к ступице неподвижно либо иметь возможность разворачиваться на определенный угол вокруг своей оси.

Приводом турбокомпрессора обычно является синхронный электродвигатель или паровая быстроходная турбина. Воздух, сжатый турбокомпрессором, не содержит масляных паров, так как в рабочей полости турбокомпрессора нет трущихся и смазываемых поверхностей.

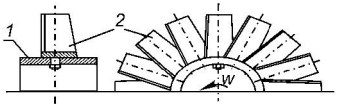


Рис. 17
Рабочее колесо осевого компрессора:
1 — ступица; *2* — профилированные лопатки.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Турбокомпрессоры — малогабаритные, быстроходные и высокопроизводительные машины для сжатия воздуха. Они выпускаются производительностью 1...55 м^3/с (4000... 200 000 м^3/час) и конечным давлением воздуха 0,7...1,1 МПа.

В отличие от поршневых компрессоров, турбокомпрессоры обладают способностью работать при различных режимах их эксплуатации. Каждый турбокомпрессор имеет индивидуальные характеристики, зависящие от конструкции машины.

Центробежные компрессоры, как и осевые, имеют существенные преимущества перед другими компрессорами.

1. Компактность и меньшую массу машин, что обусловлено непрерывностью потока газа и большой скоростью при течении его через машину.

2. Надежность в работе и долговечность вследствие почти полного отсутствия износа (при работе на чистых газах), так как единственными трущимися узлами являются подшипники.

3. Хорошая уравновешенность, отсутствие инерционных сил при работе, легкость фундаментов.

4. Равномерность подачи газа и отсутствие смазочного масла в сжатом воздухе.

5. Возможность непосредственного соединения (без промежуточной передачи) с высокооборотным двигателем — турбиной; при большой производительности — с электродвигателем обычного типа, а при малой — с высокочастотным электродвигателем. Непосредственное соединение позволяет сделать агрегат компактным и повышает его КПД. В случае введения повышающей передачи электродвигатель также является высокооборотным и компактным.

К недостаткам центробежных компрессорных машин следует отнести главным образом трудность производства машин малой производительности и высоких степеней повышения давления ($\pi_к > 30...40$), необходимость большого машинного зала из-за расположения габаритных промежуточных охладителей под компрессором (на первом этаже здания), ограничение давления нагнетания (до 1 МПа), относительно невысокий КПД.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

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

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

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

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

Мощность двигателя, приводящего в действие компрессор, определяется по следующему выражению в кВт:

$$N = \frac{kN_i}{\eta_{\text{п}}\eta_{\text{м}}\eta_{\text{дв}}}, \qquad (12)$$

где N_i — индикаторная мощность компрессора; k — коэффициент запаса мощности, учитывающий возможные случайные перегрузки, обычно $k = 1{,}15...1{,}2$; $\eta_{\text{п}}$ — КПД передачи от двигателя к валу компрессора (0,95...1); $\eta_{\text{м}}$ — механический КПД, учитывающий потери мощности в механизмах, передающих движение; для компрессоров с электродвигателем $\eta_{\text{м}} = 0{,}79...0{,}88$; $\eta_{\text{дв}}$ — КПД двигателя.

1.6. КОМПОНОВКА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

При выполнении компоновки компрессорной станции необходимо:

1. При наименьшей стоимости строительства соблюдать надежность, безопасность и удобство обслуживания оборудования как в нормальных, так и в аварийных условиях при минимальном количестве обслуживающего персонала и максимальном использовании средств автоматизации.

2. Создавать компактность расположения оборудования и помещений, ведущую к сокращению площадей и объемов помещений, а также длин коммуникаций (трубопроводов, электрокабелей и т. д.).

3. Выделять взрывоопасное и пожароопасное оборудование и материалы в отдельные помещения, соответствующие специальным условиям и нормам.

4. Предусматривать защиту строительных конструкций здания от действия вибрационных колебаний при работе оборудования, создающего эти колебания.

5. Предусматривать возможность последующей замены малопроизводительного или морально устаревшего оборудования на новое без коренной реконструкции здания, а также предусматривать возможность расширения и увеличения мощности компрессорной станции без нарушения эксплуатации оборудования во время выполнения работ по реконструкции.

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

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

В каждом отдельном случае состав основных частей главного здания и вспомогательных сооружений компрес-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

сорной станции различен и зависит от установленной производительности компрессорной станции, места расположения ее на площадке предприятия, принятых схем водоснабжения, электроснабжения, теплоснабжения, а также от того, будет ли машинный зал компрессорной станции построен в виде отдельно стоящего здания в комплексе других сооружений или будет примыкать к другому производственному корпусу.

Состав сооружений компрессорной станции оказывает прямое влияние на ее компоновку.

Процесс проектирования компрессорной станции включает в себя следующие операции:

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

За основу компоновки компрессорной станции берется технологическая схема получения сжатого воздуха, типы, габариты и особенности конструкций принятых компрессоров, их приводов и вспомогательного оборудования, типы грузоподъемных устройств и принятые размеры машинного зала.

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

Некоторые вопросы компоновки, а именно окончательную планировку и выбор архитектурно-конструктивного решения сооружений компрессорной станции, необходимо

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

рассматривать одновременно с вопросами выбора и компоновки оборудования собственно компрессорной станции.

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

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

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

Выбор наилучшего варианта компоновки компрессорной станции производится при одновременном учете всех или большинства главных условий, для которых создается компрессорная станция, и удовлетворения требований,

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань» ЛАНЬ

которые предъявляются нормами проектирования и правилами эксплуатации.

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

Машинный зал является важнейшей частью здания компрессорной станции и занимает наибольшую его площадь. К машинному залу обычно примыкают фильтр-камеры, помещение промывки фильтров и зарядки их маслом, ремонтная мастерская, кладовая масел, кладовая вспомогательных материалов, помещение электрораспределительных устройств, трансформаторная подстанция, помещения воздухохранительных емкостей, насосной станции водоснабжения и бытовые помещения.

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

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

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

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

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

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

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

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

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

Теоретические размеры помещения насосной станции определяются исходя из количества и типа установленных насосов, а также из условий удобства их эксплуатации.

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

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

Помещение промывки фильтров обычно выделяется в пристройках к машинному залу, на первом этаже или в

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

подвале. Во всех случаях оно должно быть изолировано от других помещений несгораемой стеной и иметь непосредственный выход на территорию предприятия через коридор или тамбур. В упомянутом помещении допускается хранение масел в количестве не более 250 л для смазки ячеек фильтров. Бóльшее количество масел должно храниться на специальном складе.

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

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

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

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

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

Наиболее часто применяются следующие варианты компоновки компрессорных станций: сомкнутая, полусомкнутая, разомкнутая, сблокированная (см. рис. 18).

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

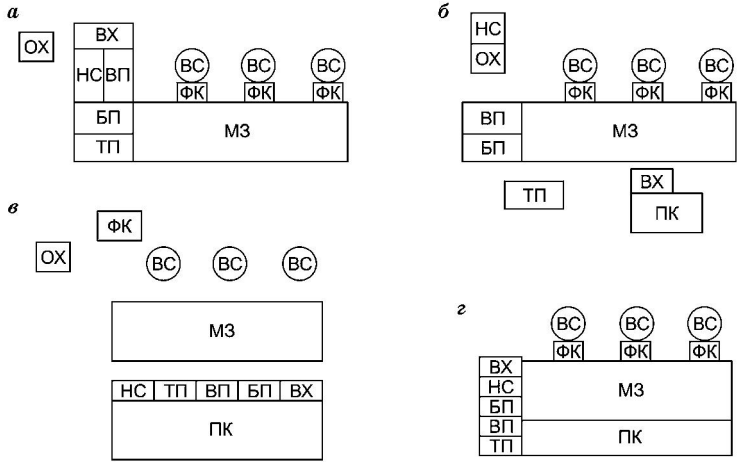


Рис. 18
Варианты компоновки компрессорных станций:

а — сомкнутая компоновка; *б* — полусомкнутая компоновка; *в* — разомкнутая компоновка; *г* — сблокированная компоновка: МЗ — машинный зал; ФК — фильтр-камера; ВС — воздухосборник; ВХ — воздухохранительные емкости; НС — насосная станция; ОХ — охлаждающее устройство; БП — бытовые помещения; ВП — вспомогательные помещения; ПК — производственный корпус; ТП — трансформаторная подстанция.

Наиболее желательной считается сомкнутая компоновка. Все основные части главного здания непосредственно примыкают друг к другу, что способствует сокращению стоимости строительства и созданию хороших условий эксплуатации.

Варианты полусомкнутой и разомкнутой компоновки являются чаще всего вынужденными и применяются в тех случаях, когда нет достаточных площадей под строительство компрессорной станции.

Выбрав вариант компоновки сооружения компрессорной станции, производят предварительную компоновку машинного зала и других помещений главного здания компрессорной станции.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

2

НАГРУЗКИ НА ВОЗДУШНУЮ КОМПРЕССОРНУЮ СТАНЦИЮ И МЕТОДЫ ИХ РАСЧЕТА

2.1. НАГРУЗКА НА КОМПРЕССОРНУЮ СТАНЦИЮ

На промышленных предприятиях сжатый воздух используется по двум основным направлениям: технологическому (в высокотемпературных теплотехнологических установках в качестве окислителя при сжигании топлива в металлургии, машиностроении и других отраслях промышленности для получения продуктов разделения воздуха в воздухоразделительных установках) и силовому (как энергоноситель для привода различных машин и механизмов, например кузнечных молотов, пневмоподъемников и т. д.)

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

$$Q = Q_{\text{п}} + q = Q_{\text{к}}, \qquad (13)$$

где $Q_{\text{п}}$ — количество воздуха, полезно расходуемое пневмоприемниками в единицу времени, м^3/мин; q — количество потерь воздуха, имеющих место при выработке, транспортировке и потреблении сжатого воздуха в соединениях трубопроводов с арматурой, в гибких шлангах, а также из-за утечек при продувках сосудов и у неработающих пневмоприемников, м^3/мин; $Q_{\text{к}}$ — производительность работающих компрессоров, соответствующая нагрузка на них в единицу времени, м^3/мин.

Нагрузка на компрессорную станцию может быть неполной ($Q \le 0{,}5Q_{\text{к}}$); средней ($0{,}5Q_{\text{к}} < Q \le 0{,}75Q_{\text{к}}$) и максимальной.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Максимальную нагрузку на компрессорную станцию условно разделяют на максимальную длительную ($Q_к < Q > > 0{,}75Q_к$) и максимальную возможную ($Q = Q_к$) нагрузку.

Максимальная длительная нагрузка длится 20...30 мин и покрывается на 75...90% всеми работающими компрессорами, за исключением находящихся в резерве или в планово-предупредительном ремонте. Для покрытия максимально возможной нагрузки включают в работу все, даже резервные, компрессоры.

Средняя, максимальная длительная и максимальная возможная нагрузки на компрессорную станцию позволяют определить установленную рабочую и резервную производительность компрессорной станции; расходы электрической или другого вида энергии для получения сжатого воздуха, воды и вспомогательных материалов при производстве сжатого воздуха; диаметры внутрицеховых и межцеховых трубопроводов сжатого воздуха.

2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ НА КОМПРЕССОРНУЮ СТАНЦИЮ

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

По укрупненному методу суммарный годовой расход воздуха определяется в м^3/год по формуле

$$Q_г = \alpha A_г, \qquad (14)$$

где α — средний удельный расход воздуха на единицу продукции; $A_г$ — годовой выпуск продукции в соответствующих единицах.

Исходя из этого средняя нагрузка в рабочую часть года определяется в м^3/мин по формуле

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань» ЛАНЬ

$$Q = \frac{Q_г}{60\tau_{раб.г}}, \quad (15)$$

где $\tau_{раб.г}$ — часть года в часах, соответствующая времени потребления сжатого воздуха.

Максимальная нагрузка по укрупненному методу определяется в м^3/мин по формуле

$$Q_{max} = k_{max}Q_{ср}, \quad (16)$$

где k_{max} — коэффициент, учитывающий максимум потребления сжатого воздуха.

Укрупненный метод находит применение при перспективном планировании воздухоснабжения и для предприятий с небольшим числом потребителей (доменное, сталеплавильное производство и т. п.).

При проектировании новых или реконструкции действующих предприятий с большим числом разнообразных потребителей сжатого воздуха среднюю и максимальную нагрузки на компрессорную станцию следует определять, пользуясь расчетным методом. Этот метод используется, когда известны типы и количество пневмоприемников и их можно разделить на два вида: пневмоинструменты (кратковременный режим работы) и пневмооборудование (длительный режим работы).

По расчетному методу средняя расчетная нагрузка на компрессорную станцию определяется в м^3/мин по формуле

$$Q_{ср} = Q_{ср.\ инстр} + Q_{ср.\ обор}, \quad (17)$$

где $Q_{ср.\ инстр}$ — средний расход воздуха однотипной группой пневмоинструментов. Он определяется по формуле

$$Q_{ср.\ инстр} = n_{инстр}q_{инстр}k_{загр}k_{одн}k_{изн}k_{ут}, \quad (18)$$

где $Q_{ср.\ инстр}$ — средний расход воздуха однотипной группой пневмооборудования. Он рассчитывается по формуле

$$Q_{ср.\ обор} = n_{обор}q_{обор}k_{исп}k_{изн}k_{ут}, \quad (19)$$

где $n_{инстр}$, $n_{обор}$ — соответственно количество однотипных групп пневмоинструментов и пневмооборудования; $q_{инстр}$, $q_{обор}$ — номинальные расходы воздуха, отнесенные к усло-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

виям всасывания компрессором, соответственно одним пневмоприемником и одним механизмом пневмооборудования при непрерывной работе в единицу времени; $k_{загр}$ — коэффициент загрузки, показывающий, какую часть от максимально возможной загрузки составляет данная загрузка приемника с длительным режимом работы (при небольшой серийности производства $k_{загр} = 0{,}5...0{,}7$); $k_{одн}$ — коэффициент одновременности работы однотипных пневмоприемников, показывающий, какая часть всех установленных приемников находится в работе (коэффициент одновременности может быть принят по табл. 2); $k_{изн}$ — коэффициент, учитывающий увеличение паспортного расхода воздуха пневмоинструментом вследствие его износа (допускается работа пневмоинструментов, имеющих $k_{изн} = 1{,}1...1{,}15$, и пневмооборудования, имеющего $k_{изн} = 1{,}5...1{,}8$); $k_{ут}$ — коэффициент, учитывающий утечки воздуха у магистральных и внутрицеховых воздухопроводов, арматуры и работающих пневмоприемников, а также при продувках сосудов (обычно $k_{ут} = 1{,}2...1{,}25$); $k_{исп}$ — коэффициент использования пневмооборудования, определяющийся по формуле

$$k_{исп} = \frac{t}{T}, \qquad (20)$$

где t — время (в часах) за смену, в течение которой расходуется воздух пневмооборудованием; T — продолжительность (в часах) одной смены (коэффициент использования можно принять по табл. 3).

При определении средней расчетной нагрузки на компрессорную станцию следует учитывать также потери воздуха от утечек и у неработающих, но подключенных к пневмосети инструментов. Таким образом, средняя расчетная нагрузка определяется по формуле

$$Q_{ср.\,расч} = \sum_{i=1}^{n} Q_{ср.\,i} + q, \qquad (21)$$

где $\sum_{i=1}^{n} Q_{ср.\,i}$ — сумма средних расходов воздуха отдельными однотипными группами пневмоприемников; q — потери воздуха у неработающих пневмоприемников в трубо-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Таблица 2

Зависимость коэффициентов одновременности от количества работающих пневмоинструментов, подключенных к компрессорной установке [1]

Количество воздухоприемников	2	3	4	5	6	7	8
Коэффициент одновременности	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8	0,77	0,75
Количество воздухоприемников	10	12	15	20	30	50	
Коэффициент одновременности	0,7	0,61	0,6	0,58	0,5	0,5	

Таблица 3

Значения коэффициентов использования пневмоприемников [1]

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

проводах, арматуре и т. п. (их количество определяется экспериментальным способом).

Приведенные формулы для расчета средней расчетной нагрузки действительны при условии, что однотипные пневмоприемники работают с одинаковыми коэффициен-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

тами нагрузки $k_{\text{нагр}}$, коэффициентами использования $k_{\text{исп}}$ и коэффициентами износа $k_{\text{изн}}$.

Коэффициентом нагрузки $k_{\text{нагр}}$ называется отношение расхода воздуха при работе оборудования на неполную мощность $Q_{\text{нм}}$ к расходу его при работе с номинальной мощностью $Q_{\text{м}}$:

$$k_{\text{нагр}} = \frac{Q_{\text{нм}}}{Q_{\text{м}}} \le 1. \qquad (22)$$

Кратковременное увеличение расхода воздуха за счет включения или одновременной работы крупных потребителей сжатого воздуха создает максимальный расход воздуха, т. е. максимальную нагрузку на компрессорную станцию, которая определяется в м^3/мин по формуле

$$Q_{\max} = k_{\max} Q_{\text{ср. расч}}, \qquad (23)$$

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

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

Максимальная длительная нагрузка на компрессорную станцию определяется по формуле

$$Q_{\text{мд}} = \beta \sum_{i=1}^{n} Q_{\max, i}, \qquad (24)$$

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

$\sum_{i=1}^{n} Q_{\max,i}$ — сумма максимальных расходов воздуха всеми потребителями, питающимися сжатым воздухом от компрессорной станции в рассматриваемую единицу времени.

2.3. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

Производительность компрессорной станции бывает установленной, рабочей и резервной.

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

$$Q_{\text{уст}} = \sum_{i=1}^{n} Q_{\text{к},i} = Q_{\text{раб}} + Q_{\text{рез}}, \qquad (25)$$

где $Q_{\text{к},i}$ — номинальная производительность компрессора по всасываемому воздуху, м^3/мин, обычно указывается в паспорте компрессора; $Q_{\text{раб}}$ — рабочая производительность компрессорной станции, равная максимальной длительной нагрузке на станцию; $Q_{\text{рез}}$ — производительность компрессоров, находящихся в резерве.

Таким образом, принимая в расчетах $Q_{\text{раб}} = Q_{\text{мд}}$, получим

$$Q_{\text{уст}} = Q_{\text{мд}} + Q_{\text{рез}}, \qquad (26)$$

Расчет установленной производительности компрессорной станции сводится к определению: 1) максимально длительной нагрузки на компрессорную станцию; 2) производительности и количества компрессоров, устанавливаемых в компрессорной станции; 3) типа устанавливаемых компрессоров.

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

$$\eta = \frac{Q_{уст} - Q_к}{Q_{мд}} 100\% = 75...90\%, \qquad (27)$$

где η — покрытие максимальной нагрузки на компрессорную станцию при выходе из строя наибольшего по производительности компрессора, %; $Q_{уст}$ — сумма номинальных производительностей всех компрессоров, установленных в компрессорной станции, м³/мин; $Q_к$ — производительность наибольшего компрессора, подлежащего ремонту или находящегося в резерве, м³/мин; $Q_{мд}$ — максимальная длительная нагрузка на компрессорную станцию, м³/мин.

Установленную производительность компрессорной станции определяют, задав единичную производительность, количество и тип компрессоров. Если принять, что единичная производительность устанавливаемых на стан-

Пример расчета установленной компрессорной станции

Показатели		Единицы измерения	
Максимальная длительная нагрузка на компрессорную станцию	В первую смену	м³/мин	
	Во вторую смену	м³/мин	
Производительность компрессора	Марка А	м³/мин	
	Марка Б	м³/мин	
Количество устанавливаемых компрессоров при одном резервном	Марка А	шт.	
	Марка Б	шт.	
Установленная производительность компрессорной станции		м³/мин	
Обеспечение максимальной длительной нагрузки (по формуле (26))		%	
Использование компрессоров для обеспечения нагрузки во вторую смену		%	
Возможная производительность компрессорной станции		м³/мин	

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

ции компрессоров одинакова, число рабочих машин определяется по формуле

$$m = \frac{Q_{\text{мд}}}{Q_{\text{к}}}. \qquad (28)$$

Пример расчета установленной производительности компрессорной станции приведен в табл. 4.

Третий вариант расчета установленной производительности является наилучшим, так как обеспечивает 100%-ную максимальную длительную нагрузку в первую смену, 100%-ное использование компрессоров во вторую смену и наиболее гибкую работу компрессорной станции при изменении нагрузок.

При нагрузках, для которых требуется дробное число рабочих машин, необходимо руководствоваться следующим правилом. Если дробь меньше 0,5, то к машинам данной

Таблица 4

производительности и выбор варианта (давление сжатого воздуха 0,8 МПа)

	Возможный вариант			
	I	II	III	IV
	100	100	100	100
	60	60	60	60
	50	40	40	25
	—	—	20	—
	3	3	3	4
	—	—	1	—
	$Q_{\text{уст}} = 3 \times 50 = 150$	$Q_{\text{уст}} = 3 \times 40 = 120$	$Q_{\text{уст}} = 3 \times 40 + 1 \times 20 = 140$	$Q_{\text{уст}} = 4 \times 25 = 100$
	$\eta = \frac{150 - 50}{100} \times 100 = 100$	$\eta = \frac{120 - 40}{100} \times 100 = 80$	$\eta = \frac{140 - 40}{100} \times 100 = 100$	$\eta = \frac{100 - 25}{100} \times 100 = 75$
	$P = \frac{60}{50 + 50} \times 100 = 60$	$P = \frac{60}{40 + 40} \times 100 = 75$	$P = \frac{60}{40 + 20} \times 100 = 100$	$P = \frac{60}{25 + 25 + 25} \times 100 = 80$
	50; 100; 150	40; 80; 120	20; 40; 60; 80	25; 50; 75; 100

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

марки устанавливается одна машина меньшей производительности. В случае когда дробная часть больше 0,5, все компрессоры принимаются одинаковой производительности, и число машин следует брать ближайшее бóльшее.

В машинном зале компрессорной станции следует устанавливать три-четыре, но не более восьми компрессорных агрегатов, включая резервные.

Производительность резервного компрессора определяют после того, как выбраны типы и производительность рабочих компрессоров. При этом необходимо, чтобы производительность резервного компрессора была максимальной.

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

Количество резервных компрессорных агрегатов желательно иметь такое, чтобы обеспечивалась возможность планово-предупредительного ремонта компрессоров без уменьшения рабочей производительности станций.

При необходимости иметь на компрессорной станции 100%-ный резерв, число установленных на станции компрессоров m должно определяться по формуле

$$m = \frac{Q_{\text{мд}}}{Q_{\text{к}}} + 1. \qquad (29)$$

Значит, требуется такое количество компрессоров, которое при выходе из строя одного компрессора обеспечивает потребителей сжатым воздухом на 100%.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Тип компрессора (поршневой, ротационный или турбокомпрессор) определяют исходя из производительности выпускаемых промышленностью компрессоров с учетом ранее изложенных рекомендаций.

2.4. ГРАФИКИ НАГРУЗОК НА КОМПРЕССОРНУЮ СТАНЦИЮ

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

На рис. 19 представлен суточный график нагрузки на компрессорную станцию машиностроительного завода, на котором основными потребителями сжатого воздуха являются пневмоинструменты. На компрессорной станции установлены четыре компрессора номинальной производительностью по 20 м^3/мин каждый. Один из компрессоров резервный. Во вторую смену потребление сжатого воздуха составляет 60...65% от расхода в первую смену.

При работе трех компрессоров в первую смену и при работе двух компрессоров во вторую смену пиковые нагрузки

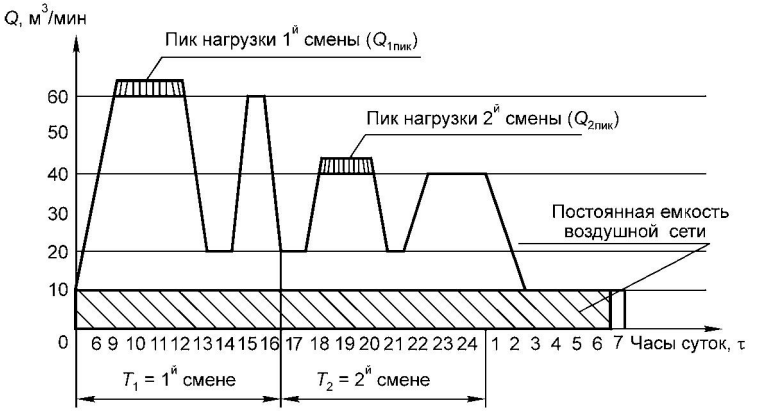


Рис. 19
Суточный график нагрузки на компрессорную станцию машиностроительного завода, работающего в две смены

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

$Q^{I}_{\text{пик}}$ и $Q^{II}_{\text{пик}}$, соответствующие максимальному расходу, обеспечиваются воздухом за счет объемов воздухосборников и емкости сети воздуховодов.

График показывает, что потребление сжатого воздуха в течение суток происходит неравномерно. Площадь, ограниченная осью абсцисс, кривой графика и крайними ординатами, соответствует количеству сжатого воздуха, выработанного компрессорной станцией за определенный промежуток времени. Видно, что даже в те часы суток, когда пневмоприемники завода не работают, например с трех до семи часов утра, расход воздуха продолжается ввиду утечек через неплотности в местах соединения внешней сети с пневмоприемниками и утечек в механизмах самих потребителей сжатого воздуха, независимо от того, работает ли потребитель в данный момент или нет. Расходы воздуха в нерабочие часы покрываются за счет воздуха, находящегося в воздухопроводах и воздухосборниках. Во время работы пневмоприемников утечки воздуха увеличиваются и составляют 15...30% от средней нагрузки на компрессорную станцию. Суточный график показывает, в какое время суток будут пики нагрузок. Это дает возможность подготовить оборудование к покрытию максимальных расходов. График нагрузки можно строить для месяца, сезона и года. Годовой график нагрузки позволяет судить о том, когда удобнее всего в течение года производить на данном предприятии профилактические осмотры и ремонт оборудования.

График нагрузки компрессорной станции дает возможность судить об экономичности работы компрессорной станции, т. е. о степени использования установленной мощности (установленной производительности компрессорной станции), а также помогает правильно выбирать оборудование при проектировании новой компрессорной станции.

Степень использования установленной мощности выражается коэффициентом использования установленной мощности P.

Коэффициентом использования установленной мощности компрессорной станции называется отношение ко-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

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

Коэффициент использования установленной мощности для компрессорной станции можно определить по формуле

$$P = \frac{Q_{\text{факт}}}{Q_{\text{уст}} - Q_{\text{рез}}} = \frac{Q_{\text{факт}}}{Q_{\text{раб}}}, \qquad (30)$$

где $Q_{\text{факт}}$ — количество воздуха, выработанное компрессорной станцией, равное средней нагрузке станции, м^3/мин; $Q_{\text{уст}}$ — установленная производительность компрессорной станции, м^3/мин; $Q_{\text{рез}}$ — производительность резервных компрессорных установок, м^3/мин.

Эксплуатация компрессорной станции должна быть организована так, чтобы компрессоры работали с полной нагрузкой. Работа не полностью загруженного компрессора увеличивает удельный расход электроэнергии. При наличии на компрессорной станции различных по производительности компрессорных агрегатов необходимо распределять нагрузку между ними так, чтобы все одновременно работающие компрессоры были полностью загружены. Для каждой компрессорной станции должен быть разработан график работы компрессоров, обеспечивающий минимальный удельный расход электроэнергии компрессорной станции. В основу графика должны быть положены наиболее экономичные компрессорные установки, вырабатывающие максимально возможное количество сжатого воздуха.

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

2.5. ГРАФИКИ ДАВЛЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА

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

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

Потери давления воздуха, движущегося по воздухопроводу, пропорциональны длинам отдельных участков трубопроводов. При этом принято считать удельные расчетные потери давления на единицу длины трубопровода одинаковыми для различных участков трубопроводов. Учитывая, что расход воздуха потребителями и потери в сетях можно принять приблизительно прямо пропорциональными давлению воздуха, следует везде, где это не отражается на производстве, снижать давление расходуемого воздуха.

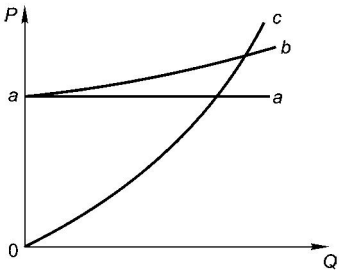


Рис. 20
Характеристика требуемого давления сжатого воздуха при разных режимах работы

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

На рис. 20 показаны характеристики необходимого давления сжатого воздуха для разных случаев воздухоснабжения.

Линия $a–a$ изображает противодавление при расположении приемников, требующих постоянного давления сжатого воздуха, в непосредственной близости от воздухоснабжающей установки. Линия $a–b$ характеризует наиболее распространенный случай переменного противодавления, обусловленного одновременно воздушной сетью и воздухоприемниками, требующими постоянного давления сжатого воздуха. Линия $0–c$ соответствует очень протяженной воздушной сети и необходимости преодоления сопротивления самой сети.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

3

РАСЧЕТ И ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМ ПРОИЗВОДСТВА СЖАТОГО ВОЗДУХА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

3.1. ВЫБОР КОМПРЕССОРОВ

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

1) средней расчетной и максимально длительной нагрузок на компрессорную станцию;

2) требуемого давления сжатого воздуха у потребителей;

3) принятого способа подачи сжатого воздуха пневмоприемниками;

4) сведений о типах и марках компрессоров, выпускаемых компрессорными заводами (см. табл. 5, 6).

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

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

При конечном давлении до 0,6 МПа применяются одноступенчатые компрессоры, а при большом давлении — многоступенчатые.

Для экономии электроэнергии и удобства эксплуатации компрессорных установок в компрессорной станции,

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань» ЛАНЬ

Таблица 5

Технические данные поршневых воздушных компрессоров систем воздухоснабжения [23]

Типоразмер	Подача, м³/мин	Давление, МПа		Электродвигатель			Габаритные размеры, мм
		$p_{вс}$	$p_{нг}$	Тип	N, кВт	n, об./мин	
ВУ-0,6/8	0,6	0,1	0,9	ВАО-51-6	5,5	970	1100×45×655
2ВУ1-2,5/13М8	2,5	0,1	0,9	4А160М4УЗ	18,5	1460	1290×1000×910
4ВУ1-5/9М2	5	0,1	0,9	А2-91-8УЗ	40	735	2010×958×1330
КС3-5М	5	0,1	0,9	АО2-91-8УЗ	40	735	2040×1035×1330
ВП2-10/9	11	0,1	0,9	АВ2-101-8УЗ	75	750	1670×1260×1810
2ВМ4-24/9	24	0,1	0,9	А2К85/24-8/36У4	160	740	2685×1485×1550
305ВП-30/8	30	0,1	0,9	БСДК-15-21-12	200	500	2440×1880×2670
ВП3-209	22	0,1	0,9	ДСК-12-24-12У4	125	500	2370×1620×2230
3С5В11-30/8	30	0,1	0,9	БСДК-15-21-12	200	500	2925×1700×3020
2ВМ10-50/8	50	0,1	0,9	СДК2-16-24-12КУХЛ4	315	500	3500×4600×2800
2ВМ10-63/9	62	0,1	0,9	СДК2-16-24-10КУХЛ4	400	600	3500×4400×2840
4ВМ10-120/9	124	0,1	0,9	СДК2-16-44-10КУХЛ4	800	600	5180×4430×3000
2ВУ1-2,5/13М4	2,5	0,1	1,3	4А18084УЗ	22	1460	1290×1000×910

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Продолжение табл. 5

Типоразмер	Подача, м³/мин	Давление, МПа		Электродвигатель			Габаритные размеры, мм
		$p_{вс}$	$p_{нг}$	Тип	N, кВт	n, об./мин	
505ВП-20/18	20	0,1	1,9	БСДКП-15-21-12	200	500	2645×1880×2465
2ВТ-1,25/26М1	1,25	0,1	2,6	А2-72-8У3	17	725	1510×630×1260
ЭКП-210/25М	3,5	0,1	2,6	АО2-92-6М	55	980	2200×780×1655
ЭКП-280/25М	4,66	0,1	2,6	АИ-102-6Р	65	980	2400×780×1655
302ВП-6/35	6	0,1	3,6	АВ2-101-8У3	75	750	2752×1455×1825
305ВП-20/35	20	0,1	3,6	БСДК-15-21-12	200	500	2980×2000×3030
22К-70/32	1,66	0,1	3,2	АО2-62-4М	17	1450	1400×900×900
3К-140/32	2,3	0,1	3,2	АО2-82-6-ОМ2	40	1450	1850×1400×1300
33К-420/32	7,2	0,1	3,2	АИ102-4-ОМ4	90	1450	2180×1470×1325
ВШ-3/40М	3	0,1	4,1	А2-82-6	40	980	2065×1325×1400
302ВП-5/70	5	0,1	7,1	АВ2-101-8У3	75	750	2745×1885×1865
305ВП-16/70	16	0,1	7,1	БСДК-15-21-12	200	500	3195×2080×2785
4М10-40/70	43,3	0,1	7,1	СДК2-17-26-12х	630	500	9700×7300×3320

Примечание: $p_{вс}$ — давление всасывания; $p_{нг}$ — давление нагнетания.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Таблица 6

Технические характеристики центробежных воздушных компрессорных машин [4]

Тип компрессора	Производительность		Рабочее давление, МПа	Потребляемая мощность, кВт	Число оборотов вала, об./с	Расход охлаждающей воды, кг/с
	$м^3/с$	$м^3/мин$				
К-500-61-1	8,34	500	0,88	3400	50,2	50,0
К-350-61-1	5,83	350	0,72	2500	143	37,0
К-250-61-1	4,17	250	0,88	1500	183	25,0

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

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

Способ подачи сжатого воздуха пневмоприемниками влияет на выбор компрессоров следующим образом. Если пневмоприемники подключены к пневмосети, питающейся от компрессорной станции, то компрессоры должны иметь такую производительность, которая покрывала бы максимальную длительную нагрузку на компрессорную станцию. Если пневмоприемники питаются от баллонов или воздухосборников, имеющих достаточную емкость, то производительность компрессоров должна соответствовать средней расчетной нагрузке на компрессорную станцию.

При выборе компрессора следует руководствоваться следующими соображениями [1].

1. Общее количество компрессоров, устанавливаемых в машинном зале компрессорной станции, должно быть небольшим, лучше всего ограничиться четырьмя. Не рекомендуется устанавливать в одном машинном зале более восьми компрессоров, так как сильно увеличивается

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

здание компрессорной станции и очень неудобно обслуживать агрегаты.

2. Производительность каждого компрессора в отдельности не должна быть больше производительности резервного компрессора и должна лежать в пределах допускаемых границ регулирования.

3. Производительность выбранного компрессора должна быть такой, чтобы он работал во всех сменах с высоким КПД.

4. Давление воздуха на входе в компрессор, в его всасывающем патрубке, а также создаваемое компрессором перед входом воздуха из нагнетательного патрубка должно соответствовать паспортным данным выбранного компрессора и обеспечивать требуемое давление воздуха у потребителей.

5. Установленная мощность привода компрессора должна быть небольшой с целью экономии электроэнергии.

6. Габариты компрессора с учетом вида передачи движения от двигателя к компрессору и их массы должны быть минимальными.

7. Принятый к установке компрессор должен быть недорогим, но надежным в эксплуатации.

8. Для выработки сжатого воздуха должен применяться только воздушный компрессор.

При выборе типа компрессора также необходимо учитывать достоинства и недостатки того или иного типа, отдавая предпочтение тому типу компрессора, стоимость эксплуатационных затрат которого на 1 м^3 вырабатываемого сжатого воздуха будет минимальной. Например, вертикальные поршневые компрессоры имеют следующие преимущества перед горизонтальными:

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Однако вертикальные компрессоры относительно недолговечны вследствие многооборотности и требуют значительной высоты помещения для их установки.

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

- удобнее вести наблюдение за их работой в процессе эксплуатации;
- требуют меньшей высоты помещения;
- арматура и трубопроводы могут размещаться под полом помещения, в каналах и траншеях.

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

Горизонтальные компрессоры зарекомендовали себя в условиях длительной эксплуатации как весьма надежные и удобные в обслуживании машины. Учитывая значительные преимущества вертикальных компрессоров, целесообразно применять вертикальные одноступенчатые и двухступенчатые компрессоры.

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

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

применении одинаковых компрессоров упрощается схема коммуникаций, улучшаются условия эксплуатации, монтажа и ремонта оборудования, а также создаются условия для применения средств автоматики.

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

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

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

Для привода компрессоров иногда применяют паровую машину или газовый двигатель; в машинах малой и средней мощности — двигатель внутреннего сгорания, работающий на жидком топливе. Выбор привода для крупных компрессоров зависит от энергобаланса предприятия. Двигатели внутреннего сгорания, работающие на жидком топливе, обладают автономностью действия и поэтому широко используются для передвижных компрессорных станций. Применяют также привод от паровой или газовой турбины с передачей через редуктор.

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

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

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

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

3.2. ОЧИСТКА АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА, РАСЧЕТ И ВЫБОР ВОЗДУШНЫХ ФИЛЬТРОВ

Чистота промышленного сжатого воздуха регламентируется ГОСТ 17433-80. Согласно ГОСТу весь ряд подаваемых потребителям видов сжатого воздуха по содержанию твердых и жидких загрязнений делится на 15 классов (квалитетов). Регламентируются размер твердых частиц (D, мкм), содержание твердых частиц (c, мг/м^3), капельных фракций масла (Oil, мг/м^3) и воды (W, мг/м^3), а также содержание водяных паров, характеризующееся температурой точки росы водяного пара (см. табл. 7).

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

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Таблица 7

Классы загрязненности сжатого воздуха по ГОСТ 17433-80

Класс	*D*, мкм	*c*, мг/м³	Oil, мг/м³	*W*, мг/м³	Класс	*D*, мкм	*c*, мг/м³	Oil, мг/м³	*W*, мг/м³
0	0,5	0,001	0	0	8	40	4	800	16
1	5	1	0	0	9	80	4	0	0
2	5	1	500	0	10	80	4	800	16
3	10	2	0	0	11	—	12,5	0	0
4	10	2	800	16	12	—	12,5	3200	25
5	25	2	0	0	13	—	25	0	0
6	25	2	800	16	14	—	25	10 000	100
7	40	4	0	0					

Концентрация, дисперсный состав и природа твердых загрязнений, попадающих в пневмосистемы при всасывании воздуха, зависят от характера окружающей среды. До 80...90% всех атмосферных загрязнений городских и промышленных районов составляют продукты неполного сгорания и пыль. Атмосферная пыль содержит примерно 70% кварцевого песка, 15...17% окиси алюминия, 3...4% окиси железа, 2..4% окиси кальция и 0,5..1,5% окиси магния.

При работе компрессоров происходит износ поршневых колец, гильз, лопаток клапанов, частицы которых вместе с атмосферными загрязнениями и продуктами разложения компрессорного масла (нагар, зола и другие компоненты) попадают с воздухом в пневмосистему. Усредненная величина концентрации твердых загрязнений, вносимых компрессором, зависит от типа и качества обслуживания. Для ротационных и поршневых компрессоров эта величина составляет 0,004...0,02 мг/м³.

Пыль и механические примеси, попадая в цилиндр поршневого или ротационного компрессора, нарушают его нормальную работу, способствуя:

- образованию нагара на поверхностях клапанов, пригоранию поршневых колец и пластин;
- быстрейшему износу стенок цилиндров, поршневых колец, штока и чрезмерному нагреву движущихся деталей компрессора;

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

- уменьшению герметичности всасывающих и нагнетательных клапанов, вследствие чего снижается производительность компрессора, резко возрастает конечная температура сжатого воздуха и увеличивается расход электроэнергии.

Атмосферный воздух, засасываемый компрессором, содержит, кроме газов, водяные пары, пыль и другие механические примеси, количество которых зависит от места расположения компрессорной станции, времени года, метеорологических условий и других причин.

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

- забор атмосферного воздуха нужно осуществлять снаружи помещения, на высоте не менее 4 м от поверхности земли. Всасывание воздуха внутри помещения можно производить только с разрешения технической и пожарной инструкций, причем только для одного компрессора производительностью не более 0,05 $м^3/с$;
- устройство для забора воздуха должно быть расположено от всасывающего патрубка компрессора на расстоянии не более 10...12 м.

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

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

Известны два способа очистки воздуха от пыли: сухой и мокрый. Сухой способ применяется в пылеулавливающих

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

камерах, фильтрах и фильтр-камерах, мокрый способ — в масляных фильтрах.

Степень очистки воздуха бывает трех типов: грубая очистка, при которой улавливается крупная пыль; средняя очистка, при которой улавливается мелкая пыль от 10 до 100 мкм; тонкая очистка, при которой улавливается очень мелкая пыль (до 10 мкм).

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

Для средней и тонкой очистки всасываемого воздуха применяются пористые фильтрующие устройства — фильтры.

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

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

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

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

Фильтрованная ткань обладает способностью задерживать не только крупные, но и мелкие пылинки, размеры которых меньше размеров каналов (пор) ткани, так как пылевые частицы сталкиваются с волокнами ткани и прилипают к ним.

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

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

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

Небольшая напряженность фильтровальной ткани определяет большую площадь фильтрования и большие размеры тканевых фильтров. Для создания более компактных

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

конструкций фильтрующую ткань размещают в корпусе фильтра зигзагообразно или в форме рукавов.

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

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

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

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

В компрессорных станциях применяются обычно масляные металлические фильтры. В металлический кожух укладывают металлические или фарфоровые кольца, смоченные маслом, или вставляют в специальные рамки несколько рядов сеток. При прохождении всасываемого воздуха через сетки или другую пористую массу пыль и влага прилипают к их поверхности.

На рис. 21 показана ячейка масляного металлического фильтра с насадкой из колец Рашига. Число ячеек подбирается по табл. 8 в зависимости от производительности компрессорной станции или поверхности фильтра.

Необходимую поверхность фильтра определяют в м^2 по формуле

$$F_{\text{ф}} = \frac{V}{k_{\text{ф}}}, \qquad (31)$$

где V — производительность компрессорной установки, т. е. количество всасываемого воздуха, пропускаемого через фильтр, м^3/с; $k_{\text{ф}}$ — удельная нагрузка фильтра на 1 м^2 площади лобовой поверхности в (м^3/с)/м^2 или скорость воздуха, протекающего через фильтр, м/с.

В практических расчетах $k_{\text{ф}}$ обычно принимают за 1,1...0,27 (м^3/с)/м^2.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

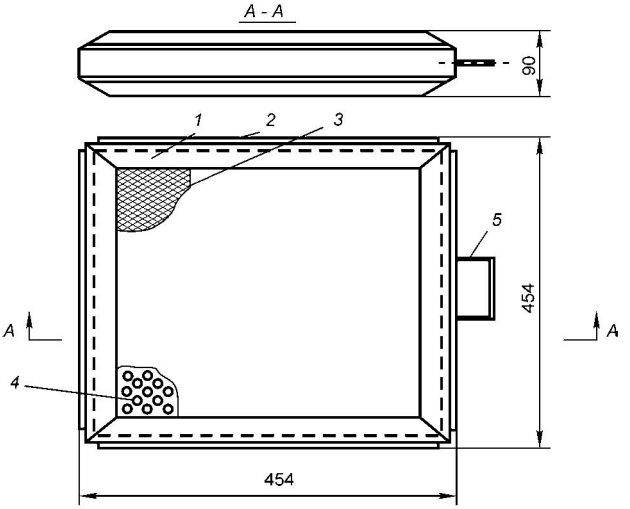


Рис. 21
Ячейка масляного металлического фильтра с насадкой из колец Рашига:

1 — рамка; *2* — лист стальной; *3* — сетка; *4* — кольца Рашига; *5* — ручка.

Таблица 8

Данные для расчета и выбора ячейковых масляных фильтров с насадкой из колец Рашига [3]

Производительность компрессора, м³/с	Требуемая поверхность фильтра, м²	Необходимое количество ячеек размером 400×400 мм			Действительная нагрузка на фильтр, (м³/с)/м²	Максимально допускаемая пропускная способность фильтра, м³/с
		Всего	В том числе			
			по вертикали	по горизонтали		
0,166	0,273	2	2	1	0,510	0,250
0,333	0,546	4	4	1	0,510	0,416
0,500	0,819	6	3	2	0,510	0,583
0,666	1,092	8	4	2	0,510	0,833
0,833	1,365	10	5	2	0,577	0,916
1,000	1,638	12	4	3	0,510	1,166
1,116	1,911	12	4	3	0,605	1,416
1,333	2,184	15	5	3	0,550	1,500
1,500	2,457	16	4	4	0,586	1,750
1,666	2,730	18	6	3	0,577	2,000

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

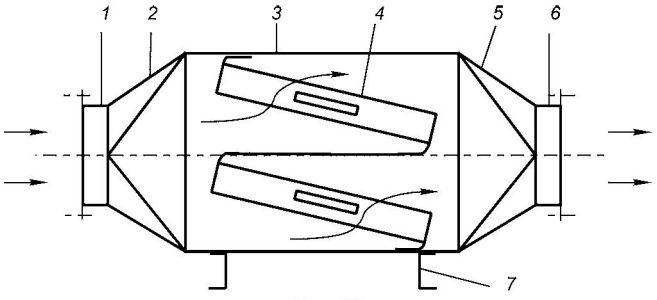


Рис. 22
Схема металлического фильтра с двумя ячейками:

1 — патрубок входа воздуха; *2*, *5* — переходные патрубки; *3* — корпус; *4* — ячейка; *6* — патрубок выхода воздуха; *7* — опора фильтра.

Зная требуемую поверхность фильтра, определяют количество ячеек и способ расположения их в панели. На рис. 22 показана схема металлического фильтра с двумя ячейками для компрессоров производительностью 0,166...0,333 м^3/с. Для компрессоров высокой производительности применяются металлические фильтры с общим количеством ячеек до 18 штук и более, которые располагаются по вертикали и горизонтали с целью увеличения пропускной площади по воздуху (см. табл. 8).

Фильтр предварительно заряжают и затем погружают в минеральное невысыхающее и негустеющее масло, дают маслу стечь так, чтобы на трубочках оставался тонкий слой прилипшего масла, после чего фильтр готов к работе.

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

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

- стабильность, т. е. способность сохранять свои свойства во всем диапазоне температур забираемого воздуха;

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

- малая замасливаемость, т. е. способность образовывать на поверхности насадки достаточно тонкий слой масла во избежание его уноса с потоком проходящего воздуха.

Фильтры устанавливают внутри помещения или вне его, в зависимости от наличия места в машинном зале и условий эксплуатации фильтра. Кассеты фильтра устанавливают по возможности перпендикулярно направлению воздушного потока. Для уменьшения размеров фильтра кассеты размещают под углом, однако при этом общее сопротивление возрастает (примерно вдвое) за счет сопротивления короба.

Для тонкой очистки всасываемого воздуха и улавливания пыли с диаметром частиц в среднем более 1,5...2 мкм широкое применение нашли металлические ячейковые масляные фильтры системы Е. В. Рекк, обладающие наибольшим коэффициентом очистки, наименьшим сопротивлением и малым весом. Указанные фильтры изготовляются из ячеек двух моделей — малой и большой. Размер малой ячейки — 520×520×70 мм, большой — 520×520×120 мм.

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

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

Установочные рамки фильтров скрепляются между собой заклепками. Рамки со вставленными в них ячейками фильтров образуют фильтрующие панели. Панели

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

устанавливаются в проемах фильтр-камер на пути движения очищаемого от пыли воздуха.

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

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

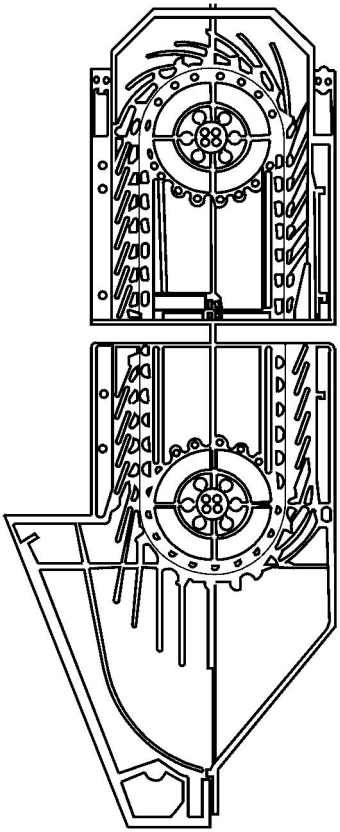


Рис. 23
Самоочищающийся фильтр

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

В последнее время получают широкое применение самоочищающиеся фильтры (рис. 23).

Фильтр имеет панель, собранную из 104 сетчатых шторок, состоящих из двух слоев сетки с размером ячеек 2 мм и диаметром проволоки 0,5 мм. Воздух проходит через три-четыре шторки, перекрывающие друг друга. Соленоидный привод мощностью 0,1 кВт приводит в движение через звездоч-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Таблица 9

Характеристики самоочищающегося фильтра

Производительность, м³/с	6...7
Допускаемая начальная запыленность воздуха, мг/м³	40
Пылеемкость, кг	50
Коэффициент очистки, % (в зависимости от дисперсного состава пыли)	80...98
Сопротивление фильтра, Па (мм вод. ст.)	140 (14)
Масса фильтра (без масла), кг	510

ку бесконечную цепь, на которой шарнирно закреплены шторки. Скорость движения цепи — 3,5 мм/мин. Воздух подается к восходящей цепи шторок, прошедших ванну с веретенным маслом, где происходит промывка запыленных шторок и зарядка сеток маслом. В табл. 9 приведена характеристика секции такого фильтра.

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

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

1. Коэффициент очистки (КПД фильтра).

Он представляет собой отношение разности количества пыли в воздухе до фильтра $S_{вх}$ и после фильтра $S_{вых}$ к начальному количеству пыли:

$$\eta_ф = \frac{S_{вх} - S_{вых}}{S_{вх}} 100\%. \qquad (32)$$

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

2. Сопротивление фильтра.

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

$$\phi = \frac{h_1}{q}. \qquad (33)$$

Средние значения коэффициента сопротивления ϕ для фильтров приведены в табл. 10.

3. Пылеемкость — количество пыли, которое фильтр в состоянии поглотить в течение непрерывной работы между двумя очередными чистками.

Критерием пылеемкости является величина удельного роста сопротивления:

$$\varphi = \frac{h_2 - h_1}{z}, \qquad (34)$$

где h_1 и h_2 — сопротивление фильтра до и после чистки (перезарядки), Па; $z = \frac{m}{F}$ — запыленность фильтра, кг/м^2; m — пылеемкость фильтра, кг; F — площадь рабочей поверхности фильтра, м^2.

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

$$m = \frac{h_2 - h_1}{\varphi} F. \qquad (35)$$

Для кассетных фильтров коэффициент $\varphi = 0{,}2...0{,}3$. Для самоочищающихся фильтров коэффициент φ и пылеемкость определяются размерами ванны.

Таблица 10

Средние значения коэффициента сопротивления для фильтров

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

3.3. РАСЧЕТ И ВЫБОР КОНЦЕВЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Сжатие воздуха в компрессоре сопровождается повышением температуры сжимаемого воздуха и значительным выделением теплоты. Воздух, сжимаемый в компрессоре, нагревается в процессе сжатия. При выходе из компрессора его температура достигает 160...200°С. При такой температуре вода и масло находятся в сжатом воздухе в парообразном состоянии. Унос паров в расположенные далее устройства и воздухораспределительную сеть является нежелательным по целому ряду причин:

- скопление паров масла в воздухосборнике приводит к образованию пожароопасной, а иногда и взрывоопасной смеси;
- уменьшение сечения трубопроводов за счет отложения на них нагара и конденсации влаги, накапливающейся на отдельных участках трубопроводов, создает опасность гидравлического удара;
- наличие конденсата может привести к замораживанию труб и арматуры в холодное время;
- подача потребителям сжатого воздуха с большим содержанием масла и влаги понижает производительность пневмоприемников и вызывает их коррозию (для некоторых технологических процессов присутствие влаги и масел в сжатом воздухе недопустимо).

С целью уменьшения работы сжатия в компрессоре применяется промежуточное охлаждение воздуха между ступенями.

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

Конструкции воздухоохладителей могут быть в зависимости от производительности компрессора, давле-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

ния охлаждаемого воздуха и охлаждающей среды (вода, рассол или воздух) кожухотрубными элементами типа «труба в трубе», *U*-образными, змеевиковыми и радиаторными. Охладители всех типов, кроме змеевиковых и *U*-образных, могут быть гладкотрубными или ребристыми, с трубами, имеющими поперечные или продольные ребра.

Компрессорные воздухоохладители для давлений до 3,0...3,5 МПа выполняются преимущественно кожухотрубными элементами, а для более высоких — кожухотрубными, типа «труба в трубе» и *U*-образными. Радиаторные воздухоохладители применяются при охлаждении воздухом.

В качестве охлаждающей среды применяют воду или атмосферный воздух. Использование воздуха оправдано только на передвижных компрессорных станциях или в районах с высокой стоимостью воды. Иногда применяется комбинированная схема охлаждения, в которой в качестве промежуточного теплоносителя используется вода. В этом случае вода, обладая высоким значением интенсивности теплообмена, отбирает избыток тепла в рубашке охлаждения компрессора или в воздухоохладителе, что, в свою очередь, снижает габаритные размеры этих устройств.

Определение размеров охладителей или выбор типовых конструкций теплообменников из каталогов производится на основе теплового расчета.

Количество тепла, выделяемое при охлаждении влажного воздуха в теплообменнике, можно представить в следующем виде:

$$Q_{\text{охл}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{п}}, \qquad (36)$$

где $Q_{\text{в}}$ — тепловой поток при охлаждении сухого воздуха, Вт; $Q_{\text{п}}$ — дополнительный тепловой поток при охлаждении и частичной конденсации водяного пара, Вт.

Количество тепла, отдаваемое сухим воздухом, определяется по формуле

$$Q_{\text{в}} = V\rho_{\text{в}}c_{\text{в}}(t_1 - t_2), \qquad (37)$$

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

где V — производительность компрессора, м^3/с; $\rho_в$ — плотность воздуха при давлении и температуре на всосе компрессора, кг/м^3; $c_в$ — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг·К); t_1, t_2 — температура воздуха до и после теплообменника, °С.

Дополнительный тепловой поток при охлаждении и частичной конденсации водяного пара определяется по выражению

$$Q_п = V\rho_в[c_р(x_1t_1 - x_2t_2) + (r_0 - kt_2)(x_1 - x_2)], \qquad (38)$$

где $c_р$ — средняя теплоемкость водяного пара при постоянном давлении, Дж/(кг·К); r_0 — теплота парообразования при температуре 0°С, Дж/кг; k — коэффициент, учитывающий снижение теплоты парообразования с повышением температуры конденсации Дж/(кг·°С); x_1, x_2 — влагосодержание воздуха до и после теплообменника, кг/кг.

Для расчета воздухоохладителей компрессоров теплофизические величины равны

$$c_р = 1880 \text{ Дж/(кг·К)}; \quad r_0 = 2{,}5\cdot10^6 \text{ Дж/кг};$$
$$k = 2346 \text{ Дж/(кг·°С)}.$$

Влагосодержание воздуха до и после охладителя определяется по формулам:

$$x_1 = \frac{R_в}{R_п}\frac{p_{1нас}\varphi_1}{p_0 - p_{1нас}\varphi_1}; \qquad (39)$$

$$x_2 = \frac{R_в}{R_п}\frac{p_{2нас}\varphi_2}{p - p_{2нас}\varphi_2}, \qquad (40)$$

где $R_в$ — газовая постоянная воздуха, равная 288 Дж/(кг·К); $R_п$ — газовая постоянная водяных паров, равная 462 Дж/(кг·К); p_0 — давление воздуха во всасывающем патрубке ступени перед воздухоохладителем, Па; p — давление воздуха в охладителе, Па; $p_{1нас}$ — давление насыщенного водяного пара при температуре воздуха во всасывающем патрубке ступени перед воздухоохладителем, Па; $p_{2нас}$ — давление насыщенного водяного пара при температуре газа на выходе из воздухоохладителя, Па; φ_1 — относительная влажность воздуха при всасывании в ступень

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

перед охладителем; φ_2 — относительная влажность воздуха на выходе из охладителя, равная 1,0, так как зависимость для x_2 справедлива в случае конденсации водяного пара в охладителе (при отсутствии конденсации $x_2 = x_1$).

Поверхность теплообмена воздухоохладителя определяют по формуле

$$F = \frac{Q_{\text{охл}}}{k\Delta t \varepsilon_{\Delta t}}, \tag{41}$$

где Δt — средний температурный напор при противотоке; $\varepsilon_{\Delta t}$ — поправка для аппаратов с перекрестным и смешанным током рабочих жидкостей (воздуха и воды); k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К).

Средний температурный напор при противотоке равен

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_{\text{в}2}) - (t_2 - t_{\text{в}1})}{\ln \dfrac{t_1 - t_{\text{в}2}}{t_2 - t_{\text{в}1}}}, \tag{42}$$

где $t_{\text{в}1}$, $t_{\text{в}2}$ — температура охлаждающего теплоносителя на входе и выходе из охладителя, °С.

Расчет коэффициента теплопередачи воздухоохлаждающих устройств следует проводить по методическим положениям, изложенным в курсе «Тепломассообменное оборудование предприятий».

Коэффициент теплопередачи для водоохлаждающих устройств определяется по формуле

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{\text{мтр}}} + \dfrac{1}{\alpha_{\text{тр}}} + \dfrac{\delta_{\text{т}}}{\lambda_{\text{т}}} + R_{\text{з}}}, \tag{43}$$

где $\alpha_{\text{мтр}}$ — коэффициент теплопередачи от воздуха к охлаждающей поверхности, Вт/(м^2·К); $\alpha_{\text{тр}}$ — коэффициент теплопередачи от охлаждающего теплоносителя к поверхности теплообмена, Вт/(м^2·К); $\delta_{\text{т}}$ — толщина стенки труб теплообменника, м; $\lambda_{\text{т}}$ — коэффициент теплопроводности материала труб, Вт/(м·К); $R_{\text{з}}$ — термическое сопротивление загрязнений, (м^2·К)/Вт.

Из большого количества конструкций трубчатых теплообменных аппаратов чаще всего используются кожухотрубные, которые применяются в компрессорах как проме-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

жуточные охладители воздуха после каждой ступени сжатия и как конечные охладители.

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

Кожухотрубные воздухоохладители (рис. 24) имеют в межтрубном пространстве поперечные перегородки, что позволяет увеличить скорость воздуха и повысить численное значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{мтр}$. Охлаждающий теплоноситель (вода или рассол) направляются в трубное пространство.

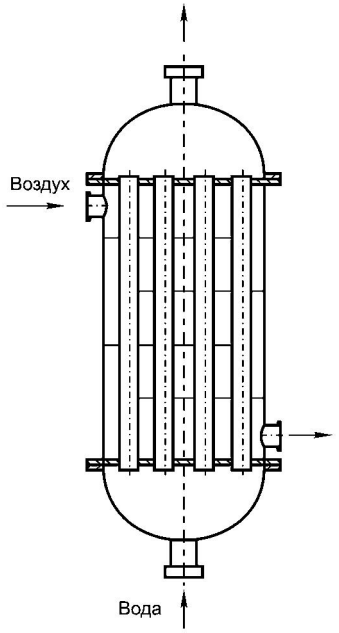


Рис. 24
Кожухотрубный воздухоохладитель с поперечными перегородками

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждаемого воздуха рассчитывается по критериальным уравнениям [1; 17].

При $Re < 1000$ для коридорных и шахматных пучков

$$Nu_{мтр} = 0{,}294Re^{0{,}5}. \quad (44)$$

При $Re > 1000$

- для коридорных пучков

$$Nu_{мтр} = 0{,}105Re^{0{,}65}; \quad (45)$$

- для шахматных пучков

$$Nu_{мтр} = 0{,}214Re^{0{,}6}. \quad (46)$$

Определяющая температура теплофизических величин — средняя температура воздуха, определяющий

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

размер — наружный диаметр трубы. Расчетная скорость в межтрубном пространстве определяется по формуле

$$W_{\text{мтр}} = \frac{V}{S_{\text{в}}}, \tag{47}$$

где V — расход воздуха, м^3/с; $S_{\text{в}}$ — площадь проходного сечения межтрубного пространства между перегородками, м^2.

Скорость воздуха, проходящего через самое узкое проходное сечение охладителя в зависимости от типа охладителя, должна быть в пределах от 3 до 15 м/с (в кожухотрубном охладителе — 3...5 м/с, в охладителе типа «труба в трубе» — 8...15 м/с).

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

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающего теплоносителя при течении его в трубах теплообменника рассчитывается также по критериальным уравнениям.

При $\text{Re}_{\text{тр}} < 2{,}3 \cdot 10^3$ значение критерия $Nu_{\text{тр}}$ определяется по формуле

$$Nu_{\text{тр}} = 0{,}15 \text{Re}_{\text{тр}}^{0{,}33} Gr_{\text{тр}} \text{Pr}_{\text{тр}}^{0{,}4}, \tag{48}$$

где

$$Gr = \frac{d_{\text{вн}}^3 (T_{\text{мтр}}^{\text{ср}} - T_{\text{тр}}^{\text{ср}}) \beta_{\text{тр}} \rho_{\text{тр}}^2}{\mu_{\text{тр}}^2}, \tag{49}$$

где $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубок, м; $W_{\text{тр}}$ — скорость теплоносителя в трубках, м/с; $T_{\text{мтр}}^{\text{ср}}$ — средняя температура теплоносителя (воздуха) в межтрубном пространстве, К; $T_{\text{тр}}^{\text{ср}}$ — средняя температура теплоносителя (воды или рассола) в трубном пространстве, К; β — коэффициент объемного расширения теплоносителя в трубном пространстве, 1/К; $\rho_{\text{тр}}$ — плотность воды или рассола, кг/м^3; $\mu_{\text{тр}}$ — коэффициент динамической вязкости, Па·с.

При $\text{Re}_{\text{тр}} > 10^4$ используется для расчета уравнение

$$Nu_{\text{тр}} = 0{,}023 \text{Re}_{\text{тр}}^{0{,}8} \text{Pr}_{\text{тр}}^{0{,}4}. \tag{50}$$

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Таблица 11

Значение коэффициента ε как функция $Re_{тр}$

$Re_{тр} \cdot 10^3$	2,3	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,8	8,0	9,0	10,0
ε	3,6	4,9	7,5	10,0	12,2	16,5	20,0	24,0	27,0	30,0	33,0

В случае переходного режима $2{,}3 \cdot 10^3 < Re_{тр} < 10^4$

$$Nu_{тр} = \varepsilon Pr_{тр}^{0,43}, \qquad (51)$$

где ε рассчитывается как функции $Re_{тр}$ путем интерполяции данных [17] (табл. 11).

Коэффициенты теплоотдачи определяются соответственно:

$$\alpha_{мтр} = \frac{Nu_{мтр} d_{нар}}{\lambda_{мтр}}; \quad \alpha_{тр} = \frac{Nu_{тр} d_{вн}}{\lambda_{тр}}, \qquad (52)$$

где $\lambda_{мтр}$, $\lambda_{тр}$ — коэффициенты теплопроводности теплоносителей соответственно в межтрубном и трубном пространстве, Вт/(м·К).

Расход охлаждающей воды в воздухоохладителе равен

$$B = \frac{Q_{охл}}{(t_{в2} - t_{в1}) c_{ж}} \text{ кг/с}, \qquad (53)$$

где $c_{ж}$ — теплоемкость охлаждающей воды, Дж/(кг·К).

Количество охлаждающей воды в рубашке цилиндра компрессора определяется по справочным данным при выборе типа компрессора. Следовательно, общий расход охлаждающей воды на компрессорную станцию есть сумма количества воды в воздухоохладителе и в рубашке цилиндра компрессора. По расходу охлаждающей воды и ее параметрам производится выбор и расчет водоохлаждающего устройства.

3.4. РАСЧЕТ И ВЫБОР ВЛАГОМАСЛООТДЕЛИТЕЛЕЙ

Сжатый воздух, выходящий из компрессорной установки, необходимо очищать от содержащихся в нем паров масла и воды с целью предотвращения уноса их в воздухосборник и трубопроводы. Их воздействие на пневматические

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

системы и устройства можно разделить на физическое, химическое и электролитическое.

Первое — закупорка отверстий и сопел влагой, льдом, смывание смазки, повреждение рабочих поверхностей клапанных пар, мембран, золотников, износ и заклинивание трущихся деталей.

Второе — коррозия металлических деталей, разрушение покрытий и резиновых деталей растворами кислот, щелочей и других химреактивов.

Третье — разрушение поверхностей деталей пневмоустройств в результате химической и электрохимической коррозии.

В определенных условиях масло и вода могут быть причиной аварии и даже взрыва. Поэтому с целью очистки сжатого воздуха от масла и воды в поршневых и ротаци-

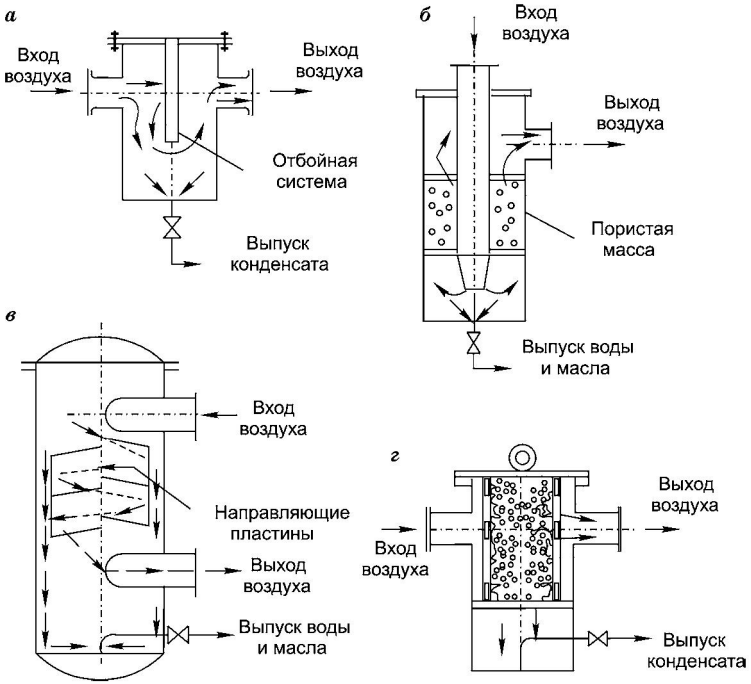


Рис. 25
Основные конструктивные схемы влагомаслоотделителей

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

онных компрессорных установках применяются влагомаслоотделители.

На рис. 25 приведены схемы применяющихся конструкций влагомаслоотделителей. Отделение масла и воды в них производится на основе следующих явлений:

- за счет изменения направления потока воздуха с применением динамического удара струи сжатого воздуха о внутренние стенки аппарата; это вызывает оседание и укрупнение капель масла и воды на стенках (рис. 25*а*);
- оседание и укрупнение капель масла и воды при прохождении пористой массы, которой наполняется сосуд, служащий влагомаслоотделителем (рис. 25*б*);
- сепарация воздуха и капельной жидкости под действием центробежной силы; капли отбрасываются к стенкам сосуда, стекают по ним и удаляются через нижний вентиль (рис. 25*в*);
- поглощение влаги и масла путем пропускания влажного воздуха через специальные поглотители (едкий натр, хлористый кальций, активированный уголь, алюмогель и др.) (рис. 25*г*).

В настоящее время имеются конструкции влагомаслоотделителей, в которых очистка и осушка нагнетаемого воздуха происходят с использованием одновременно нескольких из указанных принципов.

Для компрессорных установок бóльшей производительности желательно применять влагомаслоотделитель с пористой массой (рис. 25*б*) или работающий по принципу динамического удара и сепарации воздуха за счет центробежных сил (рис. 26). Сжатый воздух через патрубок *5*

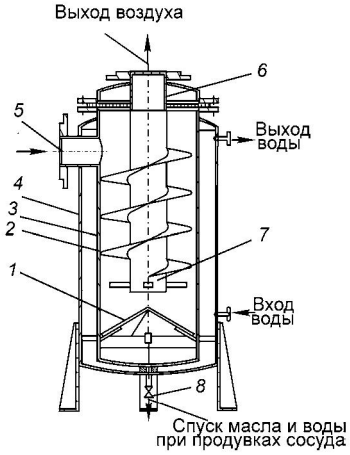


Рис. 26
Масловодоотделитель комбинированного действия с водяным охлаждением

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

входит вовнутрь сосуда *3*, в котором имеются лопасти *2*, и отбойная стенка совершает движение по спирали сверху вниз, входит в трубу *7* и выходит через патрубок *6*. Под действием возникающей при этом центробежной силы частицы масла и воды, ударяясь о стенки сосуда и лопасти *2*, оседают на дне сосуда. Для удаления скопившихся масла и воды предусмотрен вентиль *8*, который периодически открывают при продувках влагомаслоотделителя. Конструкция описанного влагомаслоотделителя хороша еще и тем, что воздух, проходя через него, одновременно охлаждается циркулирующей водой. Подобные влагомаслоотделители хорошо зарекомендовали себя при давлениях воздуха до 4 МПа.

Влагомаслоотделители с пористыми вставками используют эффект укрупнения капель влаги при фильтрации воздуха через пористые материалы. Стандартные влагомаслоотделители такой конструкции в качестве основного фильтрующего элемента используют выпускаемые промышленностью трубки из пористой керамики. Длина трубок — 250 и 500 мм, пористость — до 70%, размеры пор — до 0,2 мкм. Соответственно допускаемый объемный расход газа через них $3{,}5 \cdot 10^{-3}$ и $7 \cdot 10^{-3}$ м^3/с. В корпусе влагомаслоотделителя находится целый пакет таких трубок для обеспечения заданной производительности компрессора.

Объем влагомаслоотделителя определяется по формуле

$$V_{\text{вм}} = \alpha\sqrt{V_0}, \qquad (54)$$

где V_0 — объемная подача ступени, предшествующей влагомаслоотделителю, м^3/с; α — коэффициент, равный 0,025...0,05 при конечном давлении менее 12,0 МПа и 0,07 при давлении 12,0 МПа и выше.

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

Влагомаслоотделители обычно устанавливаются внутри помещения, за конечным охладителем. При большой

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань» ЛАНЬ

емкости влагомаслоотделителя (более 100 л) и отсутствии опасности замерзания в нем влаги влагомаслоотделитель может быть установлен вне помещения.

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

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

3.5. УСТАНОВКИ ДЛЯ ОСУШКИ ВОЗДУХА

Сжатый воздух, выходящий из компрессора, освобождается от воды и масла во влагомаслоотделителях, концевых холодильниках и ресиверах. Но требования к качеству подаваемого воздуха зачастую ставят задачу дополнительного его глубокого осушения. Поэтому в компрессорных станциях применяются специальные установки для осушки сжатого воздуха.

Выбор метода осушки сжатого воздуха производится на основе технико-экономических расчетов.

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

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

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

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

Наиболее широкое применение в компрессорных установках получили адсорбенты.

К твердым адсорбентам относятся силикагель, алюмогель, феррогель и другие вещества, поглотительная способность которых обусловлена поверхностной конденсацией и капиллярными свойствами адсорбента (табл. 12).

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

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

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

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

Таблица 12

Характеристика адсорбентов, применяемых для осушки воздуха

Адсорбент	Температура точки росы, °С	Остаточное влагосодержание, г/кг	Температура применения, °С	Насыпная масса, кг/м^3
Силикагель	–52	0,011	5...35	670...720
Алюмогель	–64	0,007	5...25	880...950
Цеолит	–70	0,004	5...20	685...715

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

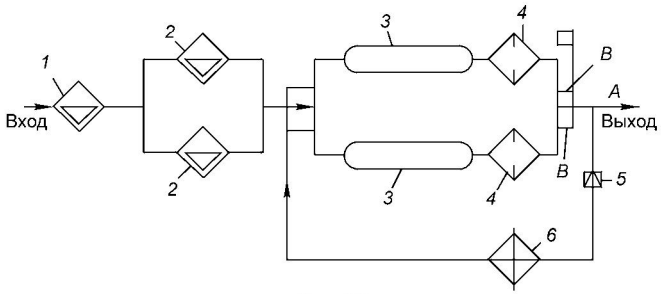


Рис. 27
Схема адсорбционной установки для осушки сжатого воздуха

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

В компрессорных станциях среднего и высокого давления осушка нагнетаемого воздуха осуществляется в стальных баллонах, наполненных адсорбентом. Баллоны устанавливаются после влагомаслоотделителей, до воздухохранительных емкостей. Воздух, пройдя баллоны, наполненные адсорбентом, оставляет в нем частицы влаги и масла, в результате чего выходит относительно сухим и чистым. Адсорбент при этом увлажняется и теряет поглотительную способность. Регенерация, т. е. восстановление адсорбента, производится подогретым воздухом низкого давления (0,03...0,15 МПа).

Для осушки воздуха, сжимаемого до давления 15... 35 МПа, рекомендуется применять осушительную установку, работающую по схеме, показанной на рис. 27.

Сжатый воздух через впускной вентиль поступает в водоотделитель *1* и маслоотделитель *2*, затем направляется в один из двух баллонов с адсорбентом *3*, откуда через керамический или войлочный фильтр *4* уже осушенный воздух направляется к воздухохранительным емкостям, а затем в пневмосеть или на наполнительную рампу. В то время как сжатый воздух проходит осушку в одном из баллонов *3*, в другом баллоне производится регенерация (восстановление) адсорбента с помощью подогретого воздуха.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Для регенерации адсорбента часть воздуха, идущего в пневмосеть, отбирается в точке *А* и редуцируется с помощью редуктора *5* до давления 0,035...0,07 МПа. Затем воздух подогревается в электроподогревателе *6* до температуры 260°С, оттуда поступает в регенерируемый баллон с адсорбентом *3*. Отняв у адсорбента влагу, теплый воздух проходит через фильтр *4*, оставляя на нем частицы уносимого с собой адсорбента. Из фильтра влажный воздух выпускается в атмосферу через патрубок. Масло, случайно попадающее в осушительный баллон *3* при регенерации адсорбента, выгорает при температуре 220...240°С.

Переключение адсорбентов с осушки воздуха на регенерацию адсорбента производится через 8...12 ч непрерывной работы компрессора на один баллон.

На рис. 28 приведена схема установки для осушки воздуха высокого давления.

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

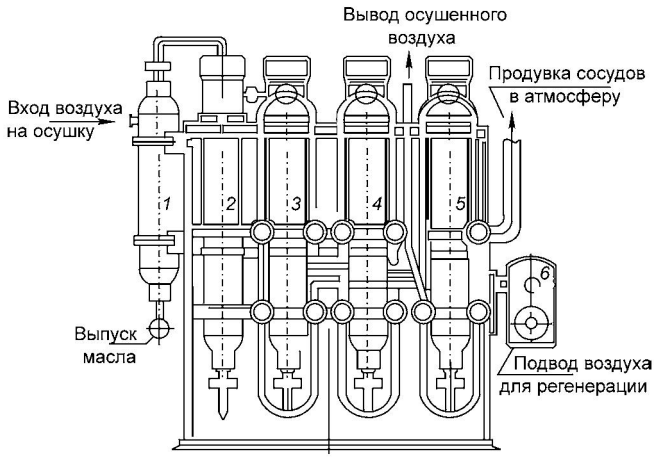


Рис. 28
Схема адсорбционной установки для осушки воздуха высокого давления

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Таблица 13

Технические данные установок осушки воздуха

Показатель	Типоразмер			
	УОВ-10	УОВ-20	УОВ-30	УОВ-100
Масса адсорбента, кг	350	700	1050	2240
Расход воздуха для регенерации адсорбента, м³/с	0,03	0,06	0,09	0,25
Потребляемая мощность, кВт	9...12	22...24	30...34	87...90
Масса установки, кг	1339	1800	2430	8740

Примечание. Цифра в типоразмере соответствует расходу воздуха в установке, м³/мин.

рая — из баллона *4*, заполненного алюмогелем. Применение различных поглотителей обеспечивает наиболее надежную работу установки.

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

В настоящее время серийно выпускаются автоматические установки для осушки сжатого воздуха марок УОВ-10, УОВ-20, УОВ-30, УОВ-100. Их технические данные приведены в табл. 13.

Каждая установка обеспечивает очистку воздуха от частиц масла и воды при температуре ниже точки росы (−40°С). Она состоит из блока автоматической осушки сжатого воздуха, теплообменника и маслоотделителя. В состав блока автоматической осушки воздуха входят две осушительные башни, воздухоподогреватель, два 4-ходовых крапа-переключателя, поршневой пневмопривод, блок пневматических усилителей, пять мембранных запорных клапанов с ручным управлением МЗКР, щит управления и автоматики и обвязка — воздушные и водяные коммуникации.

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

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

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

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

Для осушки большого количества сжатого воздуха применяются схемы с параллельным включением нескольких установок УОВ или используется метод глубокого охлаждения сжатого воздуха в холодильной установке с регенерацией холода после нее в воздухо-воздушных теплообменниках модификаций ОВМ-15 и ОВМ-30 (номинальный расход сжатого воздуха — 15 и 30 тыс. $м^3$/ч соответственно).

3.6. РАСЧЕТ И ВЫБОР ВОЗДУХОСБОРНИКОВ

В сети трубопроводов, транспортирующих сжатый воздух, имеют место заметные колебания давления, которые создаются поршневыми компрессорами, нагнетающими воздух в сеть порциями, образуя в сети пульсирующие потоки.

Колебания давления воздуха в сети вызываются также включениями и отключениями от сети крупных потребителей сжатого воздуха, а также одновременным включением или отключением большого количества мелких пневмоприемников.

Колебания давления воздуха во внешней сети снижают производительность компрессора и на 1,5...3% повышают расход электроэнергии, затрачиваемой на сжатие воздуха, а также отрицательно влияют на работу пневмоприемников. Для исключения этого явления применяют

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

воздухосборники (ресиверы), выравнивающие давление и аккумулирующие сжатый воздух, нагнетаемый компрессором. Кроме того, в воздухосборнике происходит улавливание масла и воды из сжатого воздуха, нагнетаемого компрессором.

Воздухосборник представляет собой герметический сосуд цилиндрической формы горизонтального или вертикального исполнения (рис. 29).

Воздухосборники для стационарных поршневых компрессоров изготавливаются по ГОСТ 9028-59 и относятся к сосудам, работающим под давлением, поэтому их устройство, освидетельствование, надзор и эксплуатация должны производиться в соответствии с правилами [7].

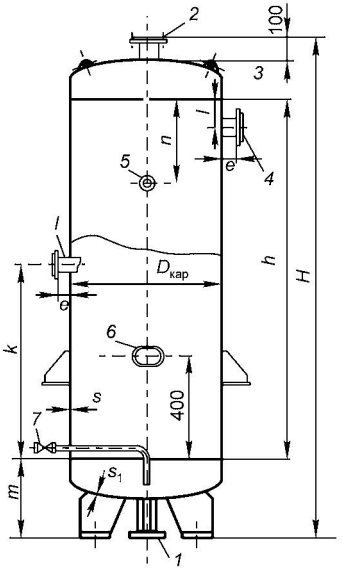


Рис. 29
Воздухосборник:

1 — впускной патрубок; *2* — патрубок для предохранительных клапанов; *3* — скоба для грузоподъемного крюка; *4* — патрубок сжатого воздуха; *5* — патрубок для манометра; *6* — люк; *7* — вентиль продувки сосуда.

Воздух подводится в среднюю часть воздухосборника через патрубок, обрезанный под углом к горизонту. Отвод воздуха производится через патрубок, расположенный в верхней части воздухосборника. Такое расположение патрубков позволяет максимально удлинить путь движения воздуха и тем самым увеличить время его пребывания в воздухосборнике, что обеспечивает лучшее охлаждение и очистку сжатого воздуха от содержащихся в нем масла и влаги.

В нижней точке, в месте сбора влаги и масла, все воздухосборники оборудованы люками диаметром 50 мм и трубкой с вентилем для удаления конденсата воды и масла.

Воздухосборники в обязательном порядке оборудуются предохранительным клапаном, отрегулированным на предельное давление, превышающее рабочее давление на 10%.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Основной характеристикой воздухосборника является его гидравлическая емкость.

Объем воздухосборника определяется в м^3 по эмпирической формуле

$$V = 1{,}6\sqrt{Q_м}, \qquad (55)$$

где $Q_м$ — максимальная подача воздуха в воздухосборник, м^3/мин.

Высота для вертикального воздухосборника или длина для горизонтального воздухосборника принимается равной

$$H = (2 - 2{,}7)D, \qquad (56)$$

где D — диаметр воздухосборника.

При работе двух и более компрессоров на один воздухосборник емкость воздухосборника должна соответствовать суммарной производительности компрессоров.

В табл. 14 приведены основные размеры различных типов воздухосборника, показанного на рис. 29.

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

Таблица 14

Основные размеры различных типов воздухосборника [1]

Емкость	м^3	2	3	5	5,5	8	10	16	20
$D_{нар}$	мм	1000	1200	1400	1400	1600	1600	1800	2000
H	мм	3090	3180	4030	4750	4604	5600	5915	6955
h	мм	2235	2235	2980	3720	3480	4470	5900	5850
S	мм	6	8	8	8	8	8	10	10
S_1	мм	8	10	10	10	12	12	14	14
k	мм	1300	1200	1300	1300	1750	1750	2800	2600
l	мм	150	150	150	150	250	250	1000	1000
e	мм	100	100	100	110	150	150	150	150
n	мм	600	600	800	800	1650	1650	2000	1600
t	мм	360	460	510	510	620	620	1186	1290
m	мм	476	521	566	566	612	612	—	—

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань» ЛАНЬ

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

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

Ресивер устанавливают на фундаменте за капитальной стеной компрессорной станции на расстоянии не менее 2,5 м от стены здания компрессорной станции до оси воздухосборника, но не более 25 м от нагнетательного патрубка компрессора. Устанавливать воздухосборник следует в теневой стороне, на расстоянии не менее 10 м от проезжей части дорог.

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

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

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

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

Выпускной вентиль соединяется продувочными линиями с продувочным баком, откуда скопившаяся жидкость направляется на очистные сооружения. Выпуск проводится не реже трех раз за смену, а также перед пуском и после остановки компрессора. В тех случаях, когда компрессорная станция располагается поблизости от таких потребителей, как воздушные молоты, можно ограничиться установкой воздухосборника лишь возле компрессорной станции.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

4

СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Воздушная компрессорная станция промышленного предприятия, как правило, находится в отдельно стоящем здании, в котором воздушные компрессоры (основное оборудование) устанавливаются в машинном зале. Здание компрессорной станции с поршневыми компрессорами выполняется одноэтажным, и компрессоры устанавливаются на нулевой отметке. Здание компрессорной станции с центробежными компрессорами выполняется двухэтажным. На втором этаже устанавливаются компрессоры и размещается операторная с пультами и щитами управления работой компрессоров. На первом этаже — обладающее большими габаритными размерами вспомогательное оборудование (воздушные фильтры, промежуточные и концевые воздухоохладители, влагомаслоотделители) и электрические трансформаторные подстанции. Воздухосборники (ресиверы) и радиаторные концевые воздухоохладители монтируются вне здания компрессорной станции.

Подача наружного атмосферного воздуха на всос компрессора осуществляется по всасывающему воздухопроводу с помощью заборного устройства и воздушного фильтра (рис. 30).

Воздушные компрессоры через воздушные резервуары и концевые воздухоохладители направляют сжатый воздух в воздухосборники (ресиверы), затем он по нагнетательному воздухопроводу подается пневмоприемникам. Для учета количества вырабатываемого сжатого воздуха

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань» ЛАНЬ

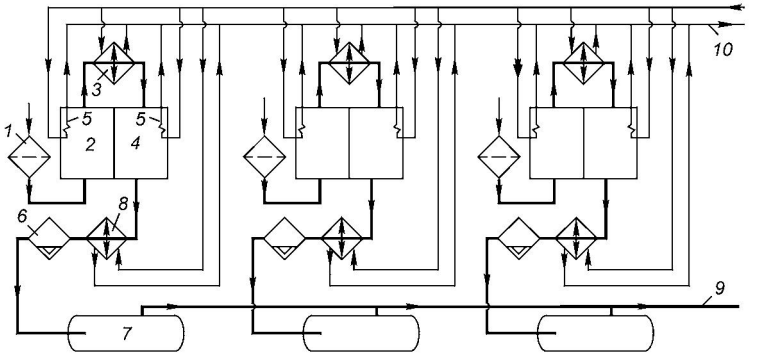


Рис. 30
Принципиальная технологическая
схема воздушной компрессорной станции:

1 — воздухозаборник и воздушный фильтр; *2* — первая ступень компрессора; *3* — промежуточный воздухоохладитель; *4* — вторая ступень компрессора; *5* — рубашка цилиндра; *6* — влагомаслоотделитель; *7* — воздухосборник; *8* — концевой воздухоохладитель; *9* — трубопровод сжатого воздуха; *10* — трубопровод охлаждающей воды.

и его расхода пневмоприемниками на нагнетательном воздухопроводе устанавливается расходомер.

На трубопроводах сжатого воздуха после влагомаслоотделителей (перед воздухосборниками) устанавливаются обратные клапаны.

Снабжение технической водой воздушной компрессорной станции выполняется от заводской или местной (локальной) систем оборотного водоснабжения с помощью напорного трубопровода. Техническая вода подается к промежуточным и концевым воздухоохладителям для охлаждения сжатого воздуха, а также в рубашки компрессоров. Сброс технической воды осуществляется через сливные воронки с разрывом струи в самотечный обратный трубопровод, который транспортирует нагретую воду к охлаждающим устройствам системы оборотного водоснабжения.

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

Допустимый нагрев воды (перепад температуры) при охлаждении компрессора должен быть следующим:

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

в промежуточном охладителе воздуха — 4°С, в охлаждающих рубашках цилиндров низкого и высокого давления — 6°С, в охлаждающих рубашках крышек цилиндров — 4°С.

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

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

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

Жесткость воды, применяющейся для охлаждения компрессоров, должна быть не выше 4,3 мг-экв/л.

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

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

Для наполнения баллонов сжатым воздухом в здании компрессорной станции выделяют помещение, называемое отделением наполнения баллонов. В таком помещении устанавливается наполнительная рампа.

Рампа состоит из двух стальных коллекторов, работающих попеременно. Каждый коллектор рассчитан на одновременное наполнение трех баллонов сжатым воздухом. В то время как на одном из коллекторов происходит наполнение баллонов, на другом коллекторе производится

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

подключение порожних баллонов и подготовка их к наполнению. Баллоны, наполняемые воздухом, должны быть прочно укреплены и плотно присоединены к наполнительной рампе.

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

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

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

Для удаления масла и воды из влагомаслоотделителей и воздухосборников предназначена система продувки. Каждый влагомаслоотделитель и воздухосборник соединен через свою продувочную линию с продувочным баком. При открытии вентиля на продувочной линии вода и масло под давлением действующего на них газа вытекают в продувочный бак.

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

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

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Для периодического выпуска влаги из влагомаслоотделителей и ресиверов рекомендуется применять конденсационные горшки или другие автоматически действующие устройства.

Для повышения надежности воздухоснабжения промышленного предприятия обеспечивается контроль работы компрессорной станции.

Контроль ведется не только во время работы компрессорных установок, но и при испытании их с целью определения технического состояния компрессоров: производительности, развиваемого давления, потребляемой мощности, теплового режима сжатия воздуха, удельных расходов воды, электроэнергии и масла, а также режима охлаждения компрессоров и работы охлаждающих устройств.

При эксплуатации компрессорной станции контролю подлежат следующие физические величины:

- температура всасываемого воздуха, охлаждающей воды, масла циркуляционной системы смазки, трущихся и вращающихся деталей и статорной обмотки электродвигателя;
- давление всасываемого и нагнетаемого воздуха, охлаждающей воды и масла;
- расход сжатого воздуха, охлаждающей воды и электроэнергии;
- возбуждение синхронного электродвигателя;
- мощность электродвигателей;
- состояние сети заземления компрессорных установок;
- состояние фильтров для очистки всасываемого воздуха.

Температура воздуха контролируется в следующих точках:

- в месте установки приемника атмосферного воздуха;
- за фильтром перед первой ступенью сжатия;
- за первой ступенью сжатия;
- за промежуточным охладителем;
- после второй ступени сжатия;
- за конечным охладителем;
- за воздухосборником.

Температура воды контролируется в следующих точках:

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

- в месте подключения наружного водопровода в систему охлаждения компрессорной станции;
- промежуточными и концевыми воздухоохладителями;
- за охлаждающими рубашками цилиндров;
- в коллекторе воды, уходящей из компрессорной станции в охлаждающее устройство.

Места замера температур масла и трущихся деталей обычно указываются заводом-изготовителем машины в технической документации.

При эксплуатации компрессорной станции особенно большое внимание следует уделять контролю давления как одной из основных характеристик нормальной работы системы воздухоснабжения.

Необходимо измерять давление воздуха:

- барометрическое (вне помещения);
- до и после воздушного фильтра (для определения сопротивления фильтра);
- после каждой ступени компрессора перед промежуточным охладителем;
- за промежуточными и концевыми воздухоохладителями;
- в воздухосборниках и в магистральном трубопроводе (за диафрагмой расходомера).

Необходимо измерять давление масла в циркуляционной системе смазки и воды в трубопроводе, подающем холодную воду на охлаждение компрессоров и сжатого воздуха.

Количество вырабатываемого сжатого воздуха является одной из основных характеристик работы компрессорной станции и может измеряться как за каждой компрессорной установкой, так и после всех установок, в начале магистрального воздухопровода, идущего от компрессорной станции к потребителям сжатого воздуха.

Расход воды, идущей на охлаждение компрессора, сжатого воздуха, масла и на бытовые нужды, замеряется на водопроводе в месте ввода его в помещение компрессорной станции.

Общий расход электроэнергии определяется в трансформаторной подстанции.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

4.2. ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ СЕТИ

Для снабжения цеховых потребителей сжатого воздуха сооружаются разветвленные воздухопроводы.

Воздухопроводы промышленных предприятий подразделяются на внутренние газопроводы компрессорной станции, межцеховые и внутрицеховые.

Внутренние газопроводы компрессорной станции включают всасывающие и нагнетательные воздухопроводы компрессоров, промежуточные нагнетательные воздухопроводы в многоступенчатых компрессорах, вспомогательные воздухопроводы (наддува, продувки, предохранительные и байпасные линии).

Всасывающая магистраль компрессора начинается от фильтра или фильтр-камеры до места соединения с всасывающим патрубком.

При выборе диаметра всасывающего воздухопровода необходимо стремиться к тому, чтобы потери давления во всасывающем воздухопроводе не превышали 30...50 мм вод. ст., а скорость воздуха не превышала 10...12 м/с для компрессоров двойного действия и 5...6 м/с для компрессоров простого действия.

Для уменьшения потерь давления длина всасывающего воздухопровода не должна превышать 10 м. При длине всасывающего трубопровода более 10 м потери давления в трубопроводе увеличиваются и соответственно снижается коэффициент подачи компрессора. Радиус поворота всасывающего трубопровода должен быть равным трем наружным диаметрам трубопровода. У быстроходных компрессоров всасывающий трубопровод должен быть короче, чем у тихоходных машин.

За всасывающим трубопроводом необходимо осуществлять постоянный контроль: измерять температуру всасывающего воздуха и следить за устойчивостью и плотностью соединения трубопровода с всасывающим патрубком компрессора, чтобы не было подсоса теплого и пыльного воздуха из других мест помещения, минуя фильтр.

Нагнетательным воздухопроводом компрессора считается отрезок трубопровода от нагнетательного патрубка

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

компрессора до первого фланца на вспомогательном оборудовании (конечном охладителе, влагомаслоотделителе или воздухосборнике). Нагнетательный трубопровод должен быть достаточного сечения, коротким и по возможности прямым, скорость воздуха в нагнетательном трубопроводе не должна превышать 10...15 м/с для компрессоров двойного действия и 6 м/с для компрессоров простого действия. При длине нагнетательного трубопровода от компрессора до воздухосборника, превышающей 25 м, происходит значительная потеря давления вследствие пульсирующего потока сжатого воздуха. Этот дефект снижает производительность компрессора и повышает расход электроэнергии на сжатие воздуха на 1,5...3% от общего расхода. По существующим нормам допускаемое падение давления сжатого воздуха по длине воздухопровода находится в пределах 0,06...0,07 МПа на 1 км (при скорости не более 10 м/с). При прохождении воздуха от компрессора по нагнетательному воздухопроводу до конечного охладителя давление воздуха снижается примерно на 10 кПа.

В многоступенчатых компрессорах имеются промежуточные нагнетательные воздухопроводы (между нагнетательными патрубками цилиндров и промежуточными охладителями). Промежуточные нагнетательные трубопроводы в пределах компрессорного агрегата рассчитываются, изготовляются и поставляются заводом-изготовителем компрессора вместе с ним.

Межцеховые воздухопроводы за редким исключением прокладываются по тупиковой схеме, согласно которой сжатый воздух подается по магистрали, идущей от компрессорной станции к отдельным цехам (рис. 31).



Рис. 31
Схема межцеховой воздушной сети

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Длина воздухопровода должна быть наименьшей и иметь минимальное количество поворотов. Каждый участок ответвления от магистрального воздухопровода должен иметь задвижку.

Внутрицеховые воздухопроводы начинаются от ввода в цех, который оборудован задвижкой, отсоединяющей цех от межцеховой сети, манометром для замера давления поступающего воздуха, а также измерительной шайбой с дифманометром для замера расхода воздуха. В том случае, когда цех потребляет воздух более низкого давления, чем давление в межцеховой сети, ввод должен быть оборудован цеховым клапаном.

Цеховая система разводки воздухопроводов может быть выполнена тупиковой и кольцевой. Предпочтение отдается кольцевой как более надежной, несмотря на некоторое увеличение расхода труб.

Для изготовления воздухопроводов, находящихся под давлением до 35 МПа, применяются стальные трубы.

По способу производства стальные трубы делятся на бесшовные трубы по ГОСТ 8731, ГОСТ 8732, ГОСТ 8733, ГОСТ 8734 (наружный диаметр труб — 1...820 мм, специального назначения — 1420 мм), изготавливаемые из слитков и трубных заготовок прессованием или прокаткой; сварные трубы по ГОСТ 10704, ГОСТ 10705, ГОСТ 10707, ГОСТ 3262, ГОСТ 8639, ГОСТ 8645, ГОСТ 8642 (наружный диаметр труб — 8...1620 мм, специального назначения — до 2500 мм и более) из листовой и полосовой стали с предварительной формовкой на прессах или формовочных станах; литые трубы (наружный диаметр труб — 50...1000 мм), получаемые на труболитейных машинах.

Стальные трубы делятся на шесть классов. Трубы 1...2-го классов изготавливаются из углеродистых сталей.

Трубы стальные 1-го класса, так называемые стандартные трубы и газовые трубы, используют в тех случаях, когда не предъявляются специальные требования, например при сооружении строительных лесов, ограждений, опор, для прокладки кабелей, ирригационных систем, а также для локализованного распределения и подачи газообразных и жидких веществ.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Трубы стальные 2-го класса применяют в магистральных трубопроводах высокого и низкого давления для подачи газа, нефти и воды, нефтехимических продуктов, твердых топлив.

Воздухопроводы всех давлений, предназначенные для транспортирования воздуха с температурой −50°С и ниже, изготавливаются из латунных или медных труб.

4.3. РАСЧЕТ ВОЗДУХОПРОВОДОВ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Расчет межцеховых и цеховых воздухопроводов сводится к определению их диаметров и потерь давления.

В общем случае диаметр воздухопровода определяется в метрах по формуле

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4V}{\pi W}}, \qquad (57)$$

где V — действительный расход воздуха в трубопроводе при фактическом состоянии, т. е. при заданных его давлении и температуре, м^3/с; W — рекомендуемая скорость сжатого воздуха по технико-экономическим расчетам (табл. 15), м/с.

Найденные расчетные размеры диаметров принимаются из ближайших стандартных величин по справочным данным. Затем уточняются по справочным диаметрам значения скоростей воздуха в трубопроводах и рассчитываются потери давления в сетях.

Таблица 15

Рекомендуемые скорости воздуха в воздухопроводах [1]

Наименование участка воздухопровода	Рабочее давление, МПа	Скорость воздуха, м/с
Всасываемый трубопровод	вакуум	не более 10
Нагнетательный трубопровод	до 0,6	12...15
Прочие трубопроводы	до 0,6	не более 20
Прочие трубопроводы	до 1,0	не более 15
Прочие трубопроводы	до 1,0...2,0	не более 10

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

При гидравлическом (аэродинамическом) расчете прямолинейных воздухопроводов в основу расчета берется формула Дарси для определения потерь давления на трение [1]:

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d_{\text{вн}}} \frac{W^2 \rho}{2}, \qquad (58)$$

где λ — коэффициент трения, зависящий от характера движения, от величины критерия Рейнольдса и относительной шероховатости труб $e/d_{\text{вн}}$; l, $d_{\text{вн}}$ — длина и внутренний диаметр воздухопровода, м; W — средняя действительная скорость, м/с; ρ — плотность воздуха, кг/м^3 (при заданных условиях); e — абсолютная шероховатость стенок труб, м.

Формула (58) справедлива для несжимаемой среды, поэтому может быть использована для расчета воздухопроводов низкого давления (до 5000 Па). Коэффициент трения для ламинарного движения при $\text{Re} \le 2300$ определяется по формуле Пуазейля [1]:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \qquad (59)$$

Для переходного режима при $\text{Re} = 2300 \ldots 4000$ — по формуле Зайченко [13]:

$$\lambda = 0{,}0025 \sqrt[3]{\text{Re}}. \qquad (60)$$

Для турбулентного режима при $\text{Re} > 4000$ — по формуле Альтшуля [13]:

$$\lambda = 0{,}11 \left(\frac{e}{d_{\text{вн}}} + \frac{68{,}5}{\text{Re}} \right)^{0{,}25}. \qquad (61)$$

Кроме потерь от трения, на прямых участках воздухопровода имеют место потери местные: при поворотах, при изменении сечений, в вентилях и задвижках и т. п. Местные потери рассчитываются в паскалях по формуле [1]

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum_{i=1}^{n} \xi_i \frac{W^2 \rho}{2}, \qquad (62)$$

где ξ_i — коэффициент местных потерь, значение которого берется из справочников.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

При расчете местные потери удобно учитывать увеличением длины воздухопровода, заменяя каждую потерю эквивалентной длиной

$$l_{\text{экв}} = \frac{\xi d_{\text{вн}}}{\lambda}. \tag{63}$$

Расчетная длина воздухопровода, следовательно, равна сумме $l + l_{\text{экв}}$. При давлении сжатого воздуха больше 5 кПа скорость W и расход воздуха V меняются по длине воздухопровода, поэтому вывод расчетной формулы следует выполнить в дифференциальной форме. Формула Дарси имеет для бесконечно малого участка dl вид

$$dP = -\lambda \frac{dl}{d_{\text{вн}}} \frac{W^2 \rho}{2}. \tag{64}$$

Пользуясь уравнением Клапейрона, можно написать

$$W^2 \rho = W_0 \rho_0 \frac{P_0}{P} \frac{T}{T_0}. \tag{65}$$

Индекс «0» означает, что соответствующие величины относятся к нормальным условиям. Подставляя уравнение (65) в выражение (64) и интегрируя в пределах от $P_{\text{н}}$ до $P_{\text{к}}$, имеем

$$-\int_{P_{\text{н}}}^{P_{\text{к}}} P dP = \lambda \frac{W_0^2 \rho_0 P_0 T}{2 d_{\text{вн}} T_0} \int_0^l dl \tag{66}$$

или

$$\frac{P_{\text{н}}^2 - P_{\text{к}}^2}{2} = \lambda \frac{l}{d_{\text{вн}}} \frac{W_0^2 \rho_0}{2} \frac{PT}{T_0}. \tag{67}$$

Расчет воздухопроводов очень удобно производить с помощью номограмм, которые строятся по вышеприведенным зависимостям.

Расчет сети воздухопроводов по номограммам производится в следующем порядке [1].

1. Составляют в изометрии схему воздухопроводной сети с нанесением длин участков, количеств протекающего воздуха и необходимой арматуры.

2. Задают падение давления по всей длине трубопровода и распределяют это давление пропорционально длинам участков.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

3. По номограмме находят диаметры труб всех участков воздухопроводной сети и скорости движения сжатого воздуха в них.

4. Найденные расчетные размеры диаметров округляют до ближайших стандартных.

5. Определяют эквивалентные и приведенные длины участков.

6. Находят действительные потери давления на участках с учетом сопротивления арматуры.

7. Определяют потерю давления по магистрали (от компрессора до максимально удаленной точки).

4.4. ПРОКЛАДКА ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СЕТЕЙ

Всасывающий воздухопровод компрессора следует прокладывать вдали от поверхностей, излучающих тепло, так как повышение температуры всасываемого воздуха на каждые 3°С вызывает снижение весовой производительности компрессора примерно на 1%.

От каждого фильтра к компрессору прокладывают обычно самостоятельный всасывающий воздухопровод, но иногда от одной фильтр-камеры прокладывают общий воздухопровод, к которому подключают всасывающие патрубки всех компрессоров станции. Такое решение затрудняет условия проведения ремонта, а также ухудшает работу каждой компрессорной установки при одновременной работе нескольких установок.

Всасывающий воздухопровод желательно прокладывать в каналах под полом компрессорной станции. При надземной прокладке всасывающего воздухопровода в помещении компрессорной станции поверхность его должна быть изолирована от воздействия температуры окружающего воздуха, которая в помещении компрессорной станции выше наружной температуры.

К воздухопроводам компрессорной станции предъявляются следующие требования:

- устройство трубопроводов сжатого воздуха должно обеспечивать полную безопасность для обслужива-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

ющего персонала и соответствовать правилам изготовления, монтажа, содержания и обслуживания трубопроводов, находящихся под давлением;

- монтажная схема трубопроводов должна быть рациональной, наглядной и обеспечивать легкую и безошибочную эксплуатацию трубопроводов, оборудования и арматуры;
- монтаж и эксплуатация трубопроводов должны обеспечивать минимальные потери давления и утечки; для воздухопроводов допустимое падение давления должно быть не более 0,15 МПа;
- стоимость изготовления, монтажа и эксплуатации трубопроводов, а также их протяженность должны быть минимальными;
- схемы трубопроводов и расстановка на них арматуры должны обеспечивать возможность проведения ремонтных работ, связанных с заменой арматуры, без остановки компрессорной станции; с этой целью наиболее надежной считается схема, предусматривающая индивидуальную работу каждой компрессорной установки;
- все трубопроводы, подвергающиеся нагреву и находящиеся на такой высоте, при которой человек может получить ожог, должны иметь теплоизоляцию;
- в производственных помещениях воздушных компрессорных станций прокладка газопроводов с природным или искусственным газом запрещается, так как при утечке газа и засасывании его воздушным компрессором может произойти взрыв.

Вибрации воздухопровода, вызывающие опасные напряжения и отражающиеся на надежности уплотнений, возникают по двум причинам. Одной из них являются колебания компрессора и его фундамента, которые передаются на примыкающие к цилиндрам участки газопровода или на опоры более отдаленных участков. Другой причиной служит пульсирующий характер потока газа. В большинстве случаев последняя причина является основной, причем иногда вызываемые ею вибрации газопровода так значительны, что сообщаются компрессору.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

В прямых участках воздухопровода пульсация потока может возбудить лишь незначительные вибрации, поскольку возмущающими являются малые по величине силы. Значительная возмущающая сила возникает только в криволинейных участках или местах излома оси газопровода, где вследствие изменения направления потока проявляется реактивное давление, действующее на стенку трубы.

Вибрации вызывают расшатывание опор воздухопровода иногда с образованием трещин в стенах машинного зала. При этом возможны случаи смещения опор и появления дополнительных напряжений. Вибрации воздухопровода являются источником шума и причиной частого выхода из строя установленных на компрессоре манометров, термометров и других приборов.

Сильной вибрации часто подвергаются трубы водопровода и продувки, присоединенные к вибрирующим аппаратам или имеющие общую опору с трубами газопровода.

Наибольшие напряжения возникают в штуцерах аппаратов, с которыми скреплены вибрирующие трубы. Для надежности штуцеры всех аппаратов, связанных с газопроводом, должны быть усилены посредством нескольких радиально расположенных косынок, которые приваривают к фланцу, патрубку и корпусу аппарата.

Допускаемые максимальные амплитуды вибраций основных трубопроводов и межступенчатых аппаратов должны быть не выше 0,15...0,20 мм при частоте до 40 Гц.

Для уменьшения вибрации усиливают закрепление трубопроводов, устанавливают промежуточные опоры или подвешивают к вибрирующим участкам грузы на упругих подвесках. Но в большинстве случаев наиболее эффективным средством является устройство буферных емкостей с различным расположением непосредственно у цилиндров компрессоров.

Внутри помещений компрессорных станций и цехов воздухопроводы прокладываются как открыто — по стенам, колоннам, балкам, так и в каналах — проходных, полупроходных и непроходных.

Воздухопроводы в районе компрессорной станции, а также воздухопроводы, идущие к цехам, т. е. межцехо-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

вые воздухопроводы, могут быть как подземными, так и надземными.

Межцеховые воздухораспределительные сети монтируются преимущественно по тупиковой схеме. Внутрицеховые — по кольцевой. Предельная скорость воздуха в сети — 25 м/с.

Прокладка подземных воздухопроводов разрешается по проездам и территории, не подлежащей застройке.

Разрешается совместная открытая и канальная прокладка воздухопроводов с трубопроводами других газов и жидкостей, а также в траншеях, засыпаемых грунтом, если технические условия на прокладку трубопроводов этих газов и жидкостей допускают такое совмещение. Расстояние по горизонтали и вертикали между воздухопроводами и другими трубопроводами должно быть не менее 250 мм в свету. Допускается прокладка воздухопроводов в каналах совместно с силовыми, осветительными и телефонными кабелями при условии защиты кабелей в соответствии с «Правилами устройства электротехнических установок».

При открытой прокладке расстояние между воздухопроводами и изолированными электрокабелями должно быть не менее 500 мм, между воздухопроводами и голыми проводами — не менее 1000 мм.

Прокладка подземных воздухопроводов должна осуществляться с соблюдением приведенных ниже расстояний:

- стен здания в зависимости от конструкций и глубины заложения, а также характера грунта — не менее 1,5 м при хороших грунтах и не менее 3 м при макропористых грунтах;
- трубопроводов водоснабжения, канализации и водостоков в зависимости от глубины их заложения и с таким расчетом, чтобы ремонт или строительство указанных трубопроводов и воздухопроводов не нарушали их нормальную эксплуатацию, но не менее 1 м;
- внутризаводских железнодорожных путей — не менее 3,5 м от оси пути;
- трамвайных рельсов — не менее 1,5 м;
- древесных насаждений — не менее 2 м;

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

- телефонных, осветительных и силовых кабелей — не менее 0,5 м.

В местах пересечения подземных воздухопроводов с электрокабелями, водопроводом, канализацией, водостоками и другими подземными сооружениями вертикальное расстояние между ними должно быть не менее 0,2 м, в местах пересечения с трамвайными рельсами — не менее 1 м. При этом электрокабели должны быть защищены в соответствии с требованиями «Правил устройства электрических установок», а воздухопроводы заключены в футляры.

Воздухопроводы, по которым транспортируется сжатый воздух низкого давления (до 2,5 МПа) и содержащий в себе влагу, должны укладываться ниже уровня промерзания грунта. Воздухопроводы осушенного воздуха могут укладываться в зоне промерзания грунта, но не менее 0,8 м от верха трубы до поверхности земли. При этом глубина укладки воздухопроводов должна выбираться такой, чтобы влияние возможных динамических нагрузок не вызывало в трубах опасных напряжений.

Надземная прокладка применяется:

- при высоком уровне грунтовых вод;
- в районах с вечной мерзлотой;
- в условиях скального грунта;
- при небольшом расстоянии между цехами.

Прокладка межцеховых воздухопроводов может быть осуществлена на эстакадах, мачтах, столбах, а также на кронштейнах по стенам зданий. Воздухопроводы, прокладываемые на кронштейнах по наружным стенам зданий, должны быть удалены от стен на расстояние, исключающее возможность попадания на них стекающих с крыш атмосферных вод и обрушивающихся наледей.

Прокладка надземных воздухопроводов совместно с электропроводами и электрокабелями запрещается.

Габариты приближения надземных воздухопроводов к надземным сооружениям должны отвечать следующим нормам:

- линии высоковольтной электропередачи — не менее 10 м при параллельной прокладке и не менее 2 м — при пересечении;

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

- к низшей точке вагонетки подвесной дороги по вертикали — не менее 1 м, причем воздухопроводы должны быть защищены от повреждений в случае падения вагонетки;
- к железнодорожным путям и шоссейным дорогам — по нормам проектирования указанных дорог.

Подземные воздухопроводы, предназначенные для транспортировки воздуха под давлением до 1 МПа, должны иметь уклон по рельефу местности не менее 0,002 по ходу и не менее 0,005 против хода воздуха. Ответвления должны прокладываться с уклоном в сторону магистрали. Воздухопроводы, транспортирующие воздух под давлением свыше 1 МПа, могут быть проложены без уклонов.

Соединение труб воздухопроводов обычно осуществляется при помощи сварки. Сварку труб разрешается производить любым способом, обеспечивающим надлежащее качество сварного шва по правилам технадзора.

Допускается сварка трубопроводов, ответвлений и штуцеров, а также арматуры, стальных литых и кованых фасонных частей специально разработанной конструкции. Тройники, крестовины и другие фасонные части могут изготовляться сваркой из труб.

Диаметр штуцеров, вваривaемых непосредственно в трубопровод давлением свыше 4 МПа и диаметром более 50 мм, должен быть не более 0,6 наружного диаметра трубопровода.

Фланцевые соединения применяются при подключении трубопровода к аппаратуре, в местах установки арматуры и контрольно-измерительных приборов, а также на границах монтажных участков.

Соединение труб и коммуникаций сверх высокого давления (32,5 и 70 МПа) осуществляется при помощи сферических линз, устанавливаемых в конусные выточки торцов труб.

Соединения водогазопроводных труб допускается производить на резьбе с помощью муфт.

Воздухопровод должен иметь возможность свободного температурного удлинения, под влиянием которого не должны происходить выпучивание трубопровода, расстройство

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

его фланцевых соединений и деформации соединенных с воздухопроводом машин или аппаратов. Поэтому опоры под трубопроводы должны быть подвижными.

Для определения величины пролета между опорами, а также при расчете опор и подвесок должна приниматься бóльшая из приведенных ниже двух нагрузок: нагрузки от собственного веса трубопровода с учетом веса воды, наполняющей трубопровод, и нагрузки от собственного веса трубопровода, конденсата и изоляции.

Для труб диаметром до 100 мм вес конденсата берется равным 20% от сечения, для труб диаметром от 101 до 500 мм — 15% от сечения, для труб диаметром более 500 мм — 10% от сечения.

Определение расстояния между опорами под неизолированные трубопроводы производится по таблицам в зависимости от диаметра трубы.

Воздухопроводы, имеющие термоизоляцию, должны укладываться на опоры так, чтобы расстояние от стены до поверхности изоляции было не менее 60 мм.

После монтажа трубопроводы должны быть испытаны. Перед испытанием воздухопроводы подвергаются наружному осмотру, подземные — до засыпки траншей, надземные — до укладки на опоры. При осмотре производится проверка уклона трубопровода, глубины его заложения, состояния основания (постели) и изоляции в соответствии с требованиями инструкций по монтажу.

После наружного осмотра участок воздухопровода с установленными на нем арматурой, компенсаторами и прочим подвергается предварительному гидравлическому испытанию на прочность.

Для воздухопроводов с рабочим давлением ниже 0,5 МПа пробное давление устанавливается в 150% от рабочего, но не менее 0,2 МПа. Для воздухопроводов с рабочим давлением выше 0,5 МПа пробное давление устанавливается в 125% от рабочего.

Смонтированный и подготовленный к сдаче участок или весь воздухопровод (подземный — после засыпки его не менее как на 0,5 м грунтом, надземный — после укладки на опоры) подвергается испытанию на плотность сжа-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

тым воздухом под давлением, равным рабочему. Начало испытания устанавливается не ранее чем через 24 ч после наполнения трубопровода воздухом, чтобы температура воздуха в трубопроводе стала равной температуре окружающей среды.

Испытание на плотность продолжается 34 ч. Величина утечки воздуха из системы в среднем за 1 ч испытания должна быть не более: для воздухопроводов с рабочим давлением до 0,1 МПа — 2%, для воздухопроводов с рабочим давлением свыше 0,1 МПа — 1% от объема воздуха, находящегося в воздухопроводе в начале испытания.

После окончания монтажа и всех испытаний воздухопроводы необходимо продуть чистым воздухом. Скорость воздуха в трубопроводе должна быть 15...20 м/с.

Продувку необходимо производить до тех пор, пока на белой бумаге, наклеенной на щит и поднесенной к концу трубы, не будет замечено следов твердых частиц, выносимых струей воздуха из трубопровода.

Все трубопроводы как внутри компрессорной станции, так и вне ее должны покрываться антикоррозийным лаком или масляной краской. Лаком покрываются трубопроводы, подлежащие термоизоляции.

Термоизоляцией покрываются всасывающие воздухопроводы, если они прокладываются по стенам и колоннам внутри машинного зала, а также в тех случаях, если всасывающий воздухопровод почему-либо прокладывается в одном канале с нагнетательным воздухопроводом.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

5

ПУТИ ЭКОНОМИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ В СИСТЕМАХ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ

5.1. ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНЫХ И КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Производительность компрессорной станции зависит от начальных параметров всасываемого воздуха.

Повышение давления на всасывании атмосферного воздуха является эффективным средством увеличения производительности компрессора любого типа. Это повышение можно осуществить снижением сопротивления всасывающего тракта или наддувом при помощи специально установленного вентилятора высокого давления или воздуходувки, имеющих одинаковую с компрессором производительность. В первом случае эффективность работы компрессора повышается, а во втором остается прежней, так как установленный для наддува нагнетатель потребляет электроэнергию на работу сжатия. Повышение давления всасывания путем уменьшения сопротивления всасывания осуществляется с увеличением диаметра, уменьшением длины всасывающего трубопровода и повышением поверхности воздушного фильтра.

Атмосферный воздух до поступления в компрессор нагревается от лучей солнца, от соприкосновения с нагретыми клапанными коробками, стенками цилиндра, неплотностями всасывающих клапанов, через которые часть сжатого воздуха от цилиндра при обратном движении поршня выталкивается во всасывающую трубу, от соприкосновения с горячими поверхностями паропроводов, печей и потоками теплого воздуха от электродвигателей.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань» ЛАНЬ

Нагретый всасываемый воздух расширяется, плотность его уменьшается, а это приводит к снижению производительности компрессора и увеличению расхода энергии на сжатие.

Понижение температуры всасываемого воздуха увеличивает его плотность, и производительность компрессора возрастает прямо пропорционально изменению абсолютной температуры всасываемого воздуха.

Наличие в атмосферном воздухе, всасываемом компрессором, водяных паров в незначительной степени уменьшает производительность компрессоров. Это наблюдается в процессе сжатия с охлаждением и конденсации части водяных паров. Удельный расход электроэнергии на привод компрессора возрастает, так как часть энергии, затраченная на сжатие водяных паров, теряется при конденсации.

При транспортировке сжатого воздуха к местам потребления его температура постепенно снижается, и в воздухопроводе начинается непрерывное выпадение влаги. Выпадение влаги в воздухопроводе и перед потребителями затрудняет работу пневмомеханизмов, вызывает необходимость частых продувок, связанных с непроизводительными потерями сжатого воздуха. Для удаления влаги из воздухопроводов необходимо соблюдать требуемый проектом уклон прокладки воздухопроводов, устанавливать влагомаслоотделители в узловых низких точках магистральных воздухопроводов и на вводах в цех-потребитель, устанавливать концевые водоотделители перед потребителями сжатого воздуха.

На производительность компрессорной станции оказывают также влияние давление и температура воздуха, поступающего непосредственно к пневмоприемникам. С повышением давления воздуха у потребителя расход воздуха на утечки увеличивается. Есть такие потребители сжатого воздуха, работающие по принципу расширения, для которых понижение давления от P_1 до P_2 дает экономию в расходе воздуха. Эту экономию можно определить по формуле [19]:

$$\Delta Q = \left(\frac{P_1}{P_2} - 1 \right) Q, \qquad (68)$$

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

где ΔQ — экономия воздуха, м^3/мин; P_1 — начальное (более высокое) давление сжатого воздуха у потребителя, МПа; P_2 — конечное (пониженное) давление сжатого воздуха у потребителя, МПа; Q — расход воздуха при давлении P_2, приведенный к условиям всасывания, м^3/мин.

Для категорий потребителей, в рабочих органах которых воздух расширяется (пневмоинструмент, формовочные машины, вибраторы и т. д.), характерно при понижении давления увеличение расхода воздуха для осуществления заданной механической работы.

Перерасход воздуха при понижении давления составит [19]:

$$\Delta Q = 2{,}8\left(1 - \frac{P}{P_{\text{н}}}\right)Q_{\text{н}}, \qquad (69)$$

где P — пониженное давления воздуха, МПа; $P_{\text{н}}$ — номинальное давление воздуха, МПа; $Q_{\text{н}}$ — расход воздуха при номинальном давлении, м^3/мин.

Производительность пневматических машин и инструментов зависит от объема поступающего в цилиндры воздуха. Поэтому предварительный подогрев сжатого воздуха, поступающего в пневматические машины, увеличивает его объем и уменьшает расход по массе.

В пневматических машинах, использующих потенциальную энергию сжатого воздуха (кузнечные молоты, подъемники, молотки, сверлилки и др.), уменьшение расхода по массе сжатого воздуха при подогреве можно определить в процентах по формуле [19]:

$$G_{\text{эк}} = \left(1 - \frac{t_1 + 273}{t_2 + 273}\right)100, \qquad (70)$$

где t_1, t_2 — температура воздуха соответственно до и после подогрева, °С.

В пневматических аппаратах, использующих кинематическую энергию сжатого воздуха (сопла для обдувки, пескоструйные и дробеструйные аппараты), уменьшение расхода сжатого воздуха по массе можно определить в процентах по формуле [19]:

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

$$G_{эк} = \left(1 - \sqrt{\frac{t_1 + 273}{t_2 + 273}}\right) 100. \quad (71)$$

Для подогрева сжатого воздуха следует использовать вторичные энергетические ресурсы, например тепло отходящих газов, а при их отсутствии — специальные подогреватели, если это окажется экономически выгодным.

Степень подогрева воздуха должна определяться условиями работы. Если потребители сжатого воздуха присоединяются к основной магистрали резиновыми шлангами, а рукоятки пневмоинструментов в руках рабочих, то подогрев воздуха не может быть выше 35...40°С.

При подогреве сжатого воздуха необходимо учитывать опасность возгорания и даже взрыва паров масла, попавших в подогреватель с компрессорным воздухом.

На производство сжатого воздуха, применяемого во многих отраслях народного хозяйства, требуется большое количество электроэнергии, что делает актуальной задачу уменьшения ее расхода. Повышенная запыленность всасываемого воздуха приводит к ускоренному износу элементов компрессора и, как следствие, к увеличению зазоров, что снижает производительность агрегата. Кроме того, при загрязненном фильтре уменьшается давление всасываемого воздуха, а это вызывает увеличение степени сжатия компрессора и, следовательно, расхода электроэнергии.

Важным условием эффективной работы пневмоустановки является периодическая очистка фильтров (через каждые 300...600 ч), с тем чтобы их сопротивление не превышало 245 Па [18].

Существенный фактор, влияющий на расход электроэнергии компрессором, — степень загрязнения трубок воздухоохладителей накипью и нагаромасляными отложениями. При жесткой воде толщина слоя накипи достигает 10 мм, а иногда накипь полностью перекрывает сечение трубок воздухоохладителя.

Анализ термодинамических потерь и их влияния на энергетическую эффективность компрессоров показывает, что недоохлаждение воздуха в промежуточных

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

охладителях турбокомпрессоров на каждые 10°С приводит к снижению производительности на 1...1,5%, а повышение температуры выходящего из охладителя поршневого компрессора воздуха на каждые 6...8°С — к перерасходу электроэнергии на 1%. В реальных условиях недоохлаждение воздуха в промежуточных воздухоохладителях достигает 40...50°С (при допустимых 10...15°С). Для предотвращения образования накипи в трубках воздухоохладителей компрессоров рекомендуется магнитная обработка воды и использование комплексонов. Промежуточные воздухоохладители следует регулярно очищать от накипи. Для этой цели могут быть применены химико-пневматический и механический способы [18].

Производительная работа поршневых компрессоров во многих случаях определяется надежностью клапанов. В промышленности наибольшее распространение получили клапаны с кольцевыми пластинами (КТ). Находят применение прямоточные клапаны (ПИК) и клапаны типа СГИ (Свердловского горного института). Удельный расход энергии компрессорами с клапанами СГИ на 1,5...2% ниже, чем с ПИК, и на 8...9% ниже, чем с КТ. Клапаны СГИ имеют более высокие показатели надежности по сравнению с ПИК, и конструктивно они проще.

Как известно, удельная (отнесенная к 1 м^3 сжимаемого воздуха) работа будет наименьшей, а режим эксплуатации наивыгоднейшим, если при оптимальном охлаждении степени сжатия по ступеням равны. Такое положение имеет место, если двухступенчатый компрессор работает на конечное номинальное давление 0,8 МПа. На практике компрессоры часто работают на конечное давление 0,6...0,7 МПа. Это приводит к нерациональному распределению давления по ступеням и, следовательно, к различным степеням сжатия. Отклонение степени сжатия от теоретически выгодной сопровождается увеличением удельной работы компрессора, что влечет за собой завышенный расход электроэнергии.

Наивыгоднейшая степень повышения давления в первой ступени двухступенчатого компрессора с учетом недоохлаждения воздуха в промежуточном воздухоохладителе определяется по формуле [18]:

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

$$\varepsilon_1 = \left[\varepsilon_к \left(\frac{T_x}{T_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]^{\frac{1}{2}}, \qquad (72)$$

где $\varepsilon_к$ — общая степень сжатия компрессора; T_x — температура сжатого воздуха при выходе из промежуточного воздухоохладителя, К; T_1 — температура сжатого воздуха при входе в первую ступень, К; n — показатель политропы сжатия.

В настоящее время большое количество теплоты, выделяемой при сжатии воздуха, отводится с охлаждающей водой и рассеивается в атмосфере (до 50% общего количества). Эта теплота может быть утилизирована с помощью компрессионных тепловых насосов для отопления и горячего водоснабжения. За счет использования теплоты сжатого воздуха на выходе из компрессора эксергетический КПД пневмоэнергосистемы, как показывают расчеты, реально может быть повышен на 4...5% [18].

Рациональные режимы производства сжатого воздуха достигаются при соответствии производительности компрессорной станции количеству потребляемого воздуха. Для изменения количества вырабатываемого сжатого воздуха компрессорной станцией в течение смены и суток в зависимости от максимальной производительности должны быть предусмотрены устройства автоматического регулирования.

5.2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВОЗДУШНЫХ КОМПРЕССОРОВ И ДАВЛЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Экономичность работы компрессорной станции в значительной мере зависит от правильного использования производительности установленных на станции компрессоров.

При переменном расходе воздуха необходимо регулировать производительность компрессора, поддерживая в сети воздухопроводов постоянное давление.

В компрессорных установках получили распространение следующие способы регулирования производительности:

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

- регулирование закрыванием всасывающего трубопровода;
- регулирование открыванием всасывающих клапанов;
- регулирование производительности изменением значения вредного пространства путем присоединения к полости цилиндра дополнительных камер;
- регулирование поочередной остановкой или пуском работающих компрессоров;
- регулирование выпуском лишнего воздуха через линию холостого хода в атмосферу;
- регулирование открыванием предохранительных клапанов;
- регулирование изменением частоты вращения привода (вала компрессора).

Регулирование производительности может осуществляться вручную и автоматически.

Регулирование перекрытием всасывающего трубопровода может быть осуществлено путем его полного или частичного перекрытия, т. е. дросселированием всасывания. При первом способе регулирующий орган сразу и полностью перекрывает всасывающую линию, причем компрессор переходит на работу вхолостую. Характер регулирования производительности — прерывистый. При втором способе регулирующий орган перекрывает всасывающую линию частично, осуществляя плавное регулирование производительности дросселированием всасывающего газа.

Регулирование производительности при помощи предохранительных клапанов и сбросом через линию холостого хода в атмосферу крайне неэкономично, так как связано с большими непроизводительными потерями электроэнергии.

При работе компрессоров в общей сети следует установить порядок, при котором все компрессоры, кроме одного, работают на полную мощность. Его производительность поддерживается регулятором производительности в пределах, обеспечивающих нормальное рабочее давление в сети воздухопроводов.

При установлении порядка включения и отключения компрессоров необходимо руководствоваться следующими соображениями:

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

- отключаются в первую очередь наименее экономичные машины и машины, не имеющие регуляторов давления;
- при значительном сокращении потребления сжатого воздуха (ночные смены, выходные дни, работа отдельных цехов и т. п.) в работе остаются компрессорные машины, суммарная производительность которых полностью удовлетворяет потребность в сжатом воздухе;
- учитывается, что в отдельных случаях менее экономичный компрессор при полной нагрузке будет потреблять меньше электроэнергии, чем более экономичный компрессор большой производительности, работающий с нагрузкой 25...50%;
- учитывается возможность снижения графика давлений при работе в ночные смены и выходные дни и тем значительно сокращаются непроизводительные расходы электроэнергии;
- компрессорная установка должна иметь график работы на пониженном давлении в ночные смены и выходные дни.

Регулирование производительности изменением частоты вращения вала компрессора — наиболее экономичный и удобный способ регулирования, применяемый в тех случаях, когда привод компрессора дает возможность изменять частоту вращения компрессора в паровых и газовых турбинах, электродвигателях постоянного тока, электродвигателях переменного тока с регулируемой частотой вращения и др. Для пересчета параметров используются следующие уравнения:

$$\frac{V}{V'} = \frac{n'}{n_1'}; \tag{73}$$

- при адиабатическом сжатии:

$$\frac{\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\left(\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)} = \left(\frac{n'}{n_1'}\right)^2; \tag{74}$$

- при изотермическом сжатии:

$$\frac{\lg \varepsilon}{\lg \varepsilon_1} = \left(\frac{n'}{n_1'}\right)^2; \tag{75}$$

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

- при политропном сжатии:

$$\frac{\left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}}-1\right)}{\left(\varepsilon_1^{\frac{n-1}{n}}-1\right)}=\left(\frac{n'}{n_1'}\right)^2, \qquad (76)$$

где V — производительность компрессора при частоте вращения его вала n'; V' — производительность компрессора при частоте вращения его вала n_1'; ε — степень повышения давления воздуха при частоте вращения вала компрессора n'; ε_1 — степень повышения давления воздуха при частоте вращения вала компрессора n_1'; k, n — показатели адиабаты и политропы.

На рис. 32 приведены характеристики центробежных компрессоров с различной частотой вращения.

Рассмотрим случай, когда при изменении давления в системе компрессор должен обеспечивать постоянную производительность. Считаем, что система состоит из резервуара и трубопровода, гидравлическими потерями в котором можно пренебречь. Тогда характеристика системы — прямая линия.

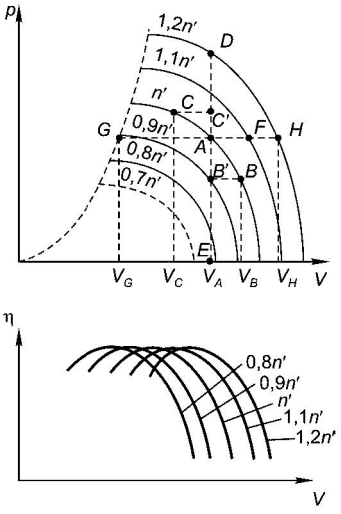


Рис. 32
Регулирование производительности изменением частоты вращения компрессора:

p — давление воздуха; η — КПД компрессора.

При падении давления в системе от p_A до p_B производительность компрессора (при частоте n') увеличивается от V_A до V_B. При регулировании частоты вращения с n' до $0{,}9n'$ рабочая точка перемещается в точку B', в которой при новом пониженном давлении обеспечивается требуемая постоянная производительность компрессора. Аналогично: если давление в системе увеличивается от p_A до p_C, производительность компрессора уменьшается от V_A до V_C. Для обеспечения постоянной первоначальной производи-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

тельности необходимо повысить частоту вращения с n' до $1{,}05n'$, при которой режим определяется точкой C'.

Таким образом, путем изменения частоты вращения можно обеспечить постоянную производительность в диапазоне давлений от точки D до точки E. В случае если необходимо поддержать в системе постоянное давление, например p_A, при увеличении производительности от V_A до V_B, необходимо увеличить частоту вращения с n' до $1{,}1n'$, т. е. обеспечить режим в точке F. Постоянное давление для данного случая можно обеспечить от режима в точке C до режима в точке H изменением частоты вращения: точка C соответствует линии помпажа, а точка H — максимальной частоте вращения компрессора. Поддержание более высокого или более низкого давления в системе соответственно изменяет диапазон производительности компрессора.

5.3. НОРМИРОВАНИЕ УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ НА ВЫРАБОТКУ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Одним из основных показателей, характеризующих экономичность производства сжатого воздуха, является удельный расход электроэнергии.

На каждой воздушной компрессорной станции должны быть установлены нормы расхода электроэнергии на выработку сжатого воздуха.

Расход электроэнергии на сжатие воздуха слагается из трех основных элементов:

$$Э = Э_1 + Э_2 + Э_3, \qquad (77)$$

где $Э_1$ — расход электроэнергии на привод компрессора; $Э_2$ — расход электроэнергии на подачу охлаждающей воды; $Э_3$ — расход электроэнергии на собственные нужды компрессорной станции (освещение, станки, вентиляцию и др.).

Основной величиной расхода электроэнергии на выработку сжатого воздуха является расход электроэнергии на привод компрессора $Э_1$.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Величина удельного расхода электроэнергии на привод компрессора зависит от следующих основных факторов: начального и конечного давлений, режима охлаждения воздуха в промежуточных воздухоохладителях, степени загрузки и состояния компрессора.

Норму удельного расхода электроэнергии на выработку сжатого воздуха отдельным компрессором и станцией в целом необходимо устанавливать для двух сезонов — зимнего и летнего.

Нормы расхода электроэнергии на производство сжатого воздуха устанавливаются по материалам испытаний компрессорных машин, данных эксплуатации, основанных на правильных показаниях контрольно-измерительных приборов и теоретических расчетах. По этим материалам определяется исходная величина удельного расхода электроэнергии и устанавливаются нормальные условия эксплуатации, в соответствии с которыми для получения норм вводятся необходимые к ней поправки.

На промышленных предприятиях могут организовываться системы централизованного и децентрализованного воздухоснабжения. При централизованной системе воздухоснабжения все пневмоприемники снабжаются сжатым воздухом от компрессорной станции. При значительном удалении пневмоприемников от компрессорной станции и небольших расходах сжатого воздуха может быть организовано децентрализованное воздухоснабжение в связи с большими гидравлическими потерями в передаточных воздухопроводах и потерями энергии, связанными с утечкой воздуха через неплотности в них. В этом случае обеспечение сжатым воздухом пневмоприемников осуществляется от компрессорных установок, устанавливаемых непосредственно у мест его потребления.

Технико-экономическая оценка работы этих двух систем показывает следующее. При централизованном воздухоснабжении удельный расход электроэнергии на выработку сжатого воздуха и передачу его удаленным от компрессорной станции пневмоприемникам составляет $Э = (200 - 300) \cdot 10^{-3}$ кВт·ч/м^3. При децентрализованном

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

воздухоснабжении $Э = (80 - 140) \cdot 10^{-3}$ кВт·ч/м^3 за счет отсутствия протяженных воздухопроводов [23].

Решение об устройстве указанных систем принимается на основании сравнительных технико-экономических расчетов.

5.4. УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ, ОТВОДИМОЙ ОТ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ НАГРЕВА ВОДЫ

В системе охлаждения сжатого воздуха перед концевым воздухоохладителем устанавливают водо-воздушный теплообменник с байпасом и линией автоматического регулирования расхода воздуха, проходящего через теплообменник, с тем чтобы обеспечить нагрев воды до 65°С [19]. Нагретая вода используется в системе горячего водоснабжения предприятия. Сжатый воздух после водовоздушного теплообменника (или прошедший по байпасу) поступает на концевой охладитель компрессорной установки, где дополнительно охлаждается оборотной водой до температуры не более 40°С. Водо-воздушный теплообменник имеет малое гидравлическое сопротивление по воздуху (0,003 МПа).

ПРИМЕНЕНИЕ АБСОРБЦИОННЫХ БРОМИСТО-ЛИТИЕВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Теплоту охлаждающей воды компрессорных установок можно утилизировать с помощью абсорбционных бромисто-литиевых агрегатов, работающих в режимах холодильной машины или теплового насоса [19].

В первом случае нагретая в компрессорных установках вода с температурой около 40°С используется для нагрева в генераторе абсорбционной бромисто-литиевой холодильной машины (АБХМ) бинарного раствора, состоящего из абсорбента и рабочего тела. В испарителе АБХМ происходит охлаждение хладоагента примерно с 20 до 7°С. Отводимая теплота сбрасывается в конденсаторе при температуре около 30°С. При этом тепловой (точнее, холодильный)

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

коэффициент, определяемый отношением холодильной мощности машины к теплоте, подведенной в генератор, равен 0,6...0,7.

В холодный период года абсорбционные машины можно эксплуатировать в режиме теплового насоса. Для этого охлаждающая вода компрессорных установок с температурой около 40°С подводится к испарителям абсорбционных установок. От их конденсаторов при более высокой температуре отводится теплота, которая может быть использована для отопления, горячего водоснабжения и других целей. К генераторам в этом случае теплота подводится от котельных. Коэффициент преобразования абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов (отношение полученной в конденсаторе теплоты к затраченной в генераторе) достигает значений 1,4...1,5, что приводит к экономии первичной энергии (топлива) примерно в 20% по сравнению с котельными.

Утилизация теплоты сжатия, отводимой от компрессорных установок, дает возможность повысить эффективность работы системы воздухоснабжения. Обоснование этому утверждению дает анализ эксергетического баланса системы воздухоснабжения (рис. 33), характерный для промышленных потребителей.

Основными потерями системы воздухоснабжения являются: $\Delta E_к$ — электромеханические и внутренние потери в компрессоре, определяемые его КПД; $\Delta E_{с.о}$ — потери в системе охлаждения; $\Delta E_{рег}$ — потери в системе регулирования при работе компрессора на частичных нагрузках; $\Delta E_р$ — суммарные гидравлические потери в трубопроводах и вспомогательных элементах; $\Delta E_{ут}$ — потери, связанные с утечкой воздуха через неплотности.

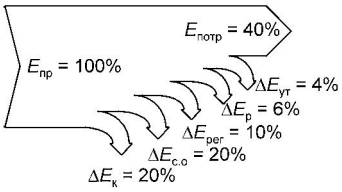


Рис. 33
Энергетический баланс системы воздухоснабжения

Так как потери в элементах системы могут варьироваться в широких пределах, потребитель получает не более 50% энергии на входе в компрессор (энергии привода) $E_{пр}$.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

При использовании теплоты сжатия $q_{ут}$ эксергетический КПД системы η_e возрастает и оценивается по выражению [23]

$$\eta_e = \frac{(E_{q_{ут}} + E_{с.в})}{N_к}, \qquad (78)$$

где $E_{q_{ут}}$ — эксергия утилизируемой теплоты; $E_{с.в}$ — эксергия сжатого воздуха, направляемого потребителю; $N_к$ — мощность компрессора.

5.5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СЖАТОГО ВОЗДУХА

Вторичные энергетические ресурсы (тепловые, горючие, избыточного давления) могут быть использованы на промышленных предприятиях для производства сжатого воздуха. Такое решение характерно для производств химического, нефтехимического и металлургического профиля, где одновременно существуют вторичные энергоресурсы и потребность в сжатом воздухе. При этом, как правило, территориально рядом расположен источник вторичных энергоресурсов и потребитель сжатого воздуха.

Использование тепловых вторичных энергоресурсов для производства сжатого воздуха на технологические нужды осуществляется по следующей схеме: источник ВЭР, котел-утилизатор, паровая турбина для привода турбокомпрессора и компрессор. Примером может служить схема использования вторичных энергоресурсов для получения сжатого воздуха в крупнотоннажном производстве нитрила акриловой кислоты (см. рис. 34).

Основной процесс окислительного аммонолиза пропилена протекает в реакторе на катализаторе, находящемся в псевдоожиженном состоянии. Оптимальные температурные условия экзотермического процесса обеспечиваются встроенной в реактор системой теплосъема, состоящей из испарительных и пароперегревательных змеевиков. Получающийся в системе перегретый пар давлением 4 МПа

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

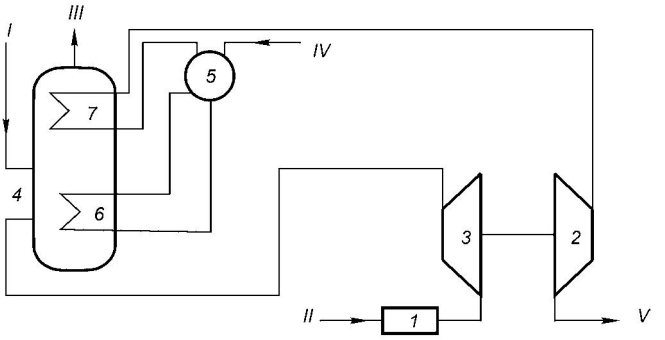


Рис. 34
Схема использования тепловых вторичных энергоресурсов в производстве нитрила акриловой кислоты:

I — пропилен; *II* — воздух; *III* — продукты реакции; *IV* — питательная вода; *V* — пар; *1* — устройство для очистки атмосферного воздуха; *2* — противодавленческая турбина; *3* — воздушный турбокомпрессор; *4* — реактор; *5* — сепаратор пара; *6* — испаритель в реакторе; *7* — пароперегреватель в реакторе.

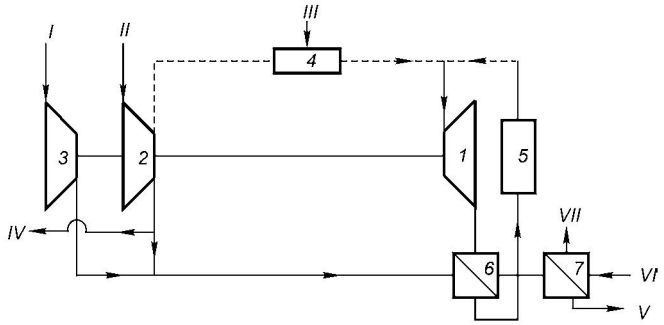


Рис. 35
Схема использования горючих вторичных энергоресурсов в производстве нитрила акриловой кислоты:

I — абгазы; *II* — воздух; *III* — дополнительное топливо; *IV* — сжатый воздух; *V* — отработавшие газы; *VI* — питательная вода; *VII* — пар; *1* — газовая турбина; *2* — воздушный компрессор; *3* — компрессор абгазов; *4* — камера сгорания; *5* — катализатор; *6* — регенератор; *7* — котел-утилизатор.

используется в паровой турбине с противодавлением для привода воздушного компрессора.

Горючие вторичные энергоресурсы химических и нефтехимических производств эффективно могут быть использованы для комплексной выработки сжатого воз-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

духа и тепловой энергии на базе газотурбинных установок (рис. 35).

Например, абгазы производства нитрила акриловой кислоты сжимаются в компрессоре *3* с приводом от газовой турбины *1* и направляются последовательно в регенератор теплоты *6*, на катализатор *5* и далее в газовую турбину *1*. Продукты сгорания из газовой турбины поступают в регенератор *6* и котел-утилизатор *7*, где отдают соответственно теплоту абгазам и питательной воде. Газовая турбина *1* приводит в действие также воздушный компрессор *2*. Основная часть воздуха из компрессора передается потребителю, а часть смешивается с абгазами для окисления на катализаторе горючих компонентов. Для пуска газотурбинной установки предусматривается камера сгорания *4* и ввод дополнительного топлива *III*.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

6

ОХЛАЖДАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА СИСТЕМ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

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

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

В системах оборотного водоснабжения происходит повторное (многократное) использование воды. При оборотной системе вода из компрессоров и охладителей воздуха направляется в охлаждающее устройство и после охлаждения подается насосами в компрессоры и охладители. Эта система водоснабжения применяется при недостатке и высокой жесткости воды, большом ее расходе и стоимости.

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

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

Оборотная система воздухоснабжения состоит обычно из трех элементов:

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

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

При этом техническая вода нагревается. Перед повторным использованием температура воды должна быть снижена в соответствии с требованиями технологии. Снижение температуры технической воды достигается в специальных охлаждающих установках (охладителях).

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

По способу отвода теплоты охладители делятся на испарительные и поверхностные (радиаторные). В испарительном охладителе отвод теплоты достигается в результате испарения при непосредственном контакте с воздухом, в поверхностном вода движется в трубках, омываемых с внешней стороны воздухом.

Выбор типа охладителя производится на основе технико-экономического сравнения по минимуму совокупных приведенных затрат с учетом показателей работы всей заводской систематики водоснабжения. При составлении вариантов учитываются гидрологические и метеорологические условия применительно к району строительства системы водоснабжения.

При выборе типа и размеров охладителя необходимо учитывать:

- месячный график тепловой нагрузки (максимальной, средней, минимальной) на охладители;
- технологические требования к температуре охлажденной воды;
- условия работы охладителей (постоянная работа или работа с сезонными или суточными перерывами);
- метеорологические условия;

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

- условия площадки строительства (ее размеры и застроенность, а также геологические и гидрогеологические условия).

Испарительные охладители могут быть представлены прудами-охладителями (водохранилища-охладители), брызгальными бассейнами и башенными градирнями с естественной тягой воздуха, с капельным, пленочным и смешанным (капельно-пленочным) типом оросителя, а также вентиляторными градирнями с искусственной циркуляцией воздуха.

Пруды и водохранилища-охладители обладают рядом несомненных достоинств. Они обеспечивают более низкие температуры охлаждения воды в течение года; являются регуляторами поверхностного стока; просты в эксплуатации и могут обеспечить водой оборотное водоснабжение любого крупного завода. Однако создание водохранилищ-охладителей сопряжено со значительными капитальными затратами как на основной объект, так и на строительство очистных сооружений. Применение прудов может быть выгодным при использовании естественных водоемов или водохранилищ, искусственно сооружаемых для других целей.

Брызгальные бассейны требуют сравнительно небольших капитальных вложений и применяются при небольших расходах технической воды (до 300 $м^3$/ч). Они обладают плохой охлаждающей способностью и допускают большие потери воды. Работа открытых охладителей в первую очередь зависит от силы и направления ветра. При малых скоростях ветра или неблагоприятных его направлениях работа таких охладителей ухудшается, и температура воды возрастает.

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

- независимость температуры охлаждения воды от наличия ветра;
- более низкая температура охлаждения, чем у брызгальных бассейнов;

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

- меньшая площадь по сравнению с прудами и брызгальными бассейнами;
- меньшие потери воды, чем у брызгальных бассейнов.

Наряду с этим градирни имеют также и недостатки:

- более высокая стоимость сооружения, чем у брызгальных бассейнов;
- повышенные расходы на текущий ремонт;
- меньший срок службы;
- более сложная эксплуатация, чем у брызгальных бассейнов и прудов (борьба с обледенением, необходимость регулирования температуры воды).

Башенные градирни используются в системах оборотного водоснабжения с расходами воды до $100 \cdot 10^3$ м^3/ч. Благодаря организованному движению воздуха обеспечивается устойчивое охлаждение и более низкая температура воды, чем в брызгальном бассейне. К их недостаткам нужно отнести высокие капитальные затраты.

Вентиляторные градирни обеспечивают наиболее глубокое и стабильное охлаждение технической воды. Затраты на их строительство оказываются меньше, чем у башенных. Большой расход электрической энергии и возможность образования туманов и обледенения существенно влияют на выбор варианта водоснабжения с вентиляторными градирнями. Их применение оказывается экономически обоснованным, когда требуется низкая и стабильная температура охлаждаемой воды (холодильные и компрессорные станции, производственные технологии в районах с жарким климатом).

Вентиляторные градирни рекомендуется применять в следующих случаях:

- при невысокой стоимости электроэнергии (при круглосуточной работе градирни);
- при кратковременной продолжительности ежесуточной работы градирни;
- при необходимости глубокого охлаждения оборотной воды, т. е. при разности температур охлажденной воды и наружного воздуха не менее 3,5...4°С;
- в случае ограниченности участка, отводимого для строительства градирни.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Таблица 16

Характеристики типовых градирен для охлаждения незагрязненной оборотной воды

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

При выборе типа градирни для конкретных условий рекомендуются к использованию типовые вентиляторные и башенные градирни, предназначенные для охлаждения незагрязненной оборотной воды с концентрацией взвешенных веществ не более 40...50 мг/л (табл. 16).

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

Применение *радиаторных охладителей* позволяет сократить до минимума потери воды в системе оборотного водоснабжения. Вода в «сухих» градирнях не засоряется пылью окружающего воздуха и солями (минерализация воды), как это имеет место в градирнях «мокрого» типа. «Сухие» градирни имеют большой объем по сравнению с

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

«мокрыми», так как интенсивность теплообмена в них ниже. Их применение может быть оправдано невозможностью восполнения потерь воды в системах охлаждения.

Охлаждение воды в испарительных охладителях всегда сопровождается ее потерями вследствие испарения (снижение температуры воды на 6°С в системах испарительного охлаждения сопряжено с потерями воды до 1%). Потери воды подсчитываются по следующей формуле:

$$\Delta V = \Delta V_{\text{исп}} + \Delta V_{\text{ун}}, \qquad (79)$$

где $\Delta V_{\text{исп}}$ — доля испарившейся воды, %; $\Delta V_{\text{ун}}$ — доля уноса с воздухом за пределы охладителя от циркуляционного насоса.

Значение $V_{\text{исп}}$ определяется по формуле

$$\Delta V_{\text{исп}} = k\Delta t, \qquad (80)$$

где k — коэффициент, учитывающий долю теплоотдачи испарением от общего коэффициента теплоотдачи (испарения и конвекция), %; Δt — абсолютная величина перепада температур, °С.

В результате испарения в охладителе части воды повышается концентрация минеральных солей, растворенных в оборотной воде. При этом соли временной жесткости $MgCO_3$ и, главным образом, $CaCO_3$ выпадают на поверхности устройства, что ухудшает его эксплуатационные показатели и резко снижает коэффициент теплоотдачи. Для предотвращения этого явления производится непрерывная продувка системы оборотного водоснабжения, подпитка свежей водой из природного источника водоснабжения. Продувку осуществляют водой из глубинных слоев охладителя. Тогда уравнение солевого баланса имеет вид:

$$C_{\text{д}}(\Delta V_{\text{исп}} + \Delta V_{\text{ун}} + \Delta V_{\text{прод}}) = C_{\text{ц}}(\Delta V_{\text{ун}} + \Delta V_{\text{прод}}), \qquad (81)$$

где $C_{\text{д}}$, $C_{\text{ц}}$ — концентрация солей жесткости в добавочной и циркулирующей воде соответственно, мг-экв/л; $\Delta V_{\text{исп}}$, $\Delta V_{\text{ун}}$ — потери воды с испарением и уносом, %; $\Delta V_{\text{прод}}$ — объемная доля удаляемой воды по отношению к циркулирующей, %.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Таблица 17

Способы реагентного умягчения воды (технической)

Способ	Применяемый реагент
Известковый	CaO или $Ca(OH)_2$
Едконатриевый	NaOH
Известково-содовый	CaO + Na_2CO_3
Содово-едконатриевый	Na_2CO_3 + NaOH
Известково-едконатриевый	CaO + NaOH
Фосфатный	Na_3PO_4
Бариевый	$BaCO_3$ или $Ba(OH)_2$

Если принять для циркуляционной системы $C_ц$ на уровне максимально допустимой (СНиП 11-31-74), то выражение (73) можно переписать в виде

$$C_д(\Delta V_{исп} + \Delta V_{ун} + \Delta V_{пр}) = C_ц^{мак}(\Delta V_{ун} + \Delta V_{пр}). \qquad (82)$$

Из равенства (74) находят значение $\Delta V_{пр}$, выраженное в процентах. Однако нужно помнить, что регулирование солевого баланса системы оборотного водоснабжения путем непрерывной продувки эффективно лишь в случае, когда $C_д \ll C_ц^{мак}$. Во всех остальных ситуациях применяют способы снижения жесткости воды путем реагентной обработки (табл. 17) [22].

Наряду с выпадением солей жесткости в системах оборотного водоснабжения могут откладываться продукты кислородной коррозии, механические взвеси, биологические организмы, содержащиеся в природной воде. Для борьбы с биологическим обрастанием применяют обработку циркуляционной воды хлором. Хлорирование ведется периодически по 30 мин с интервалами в 3...12 ч дозами 1,5...7,5 мг/л (в зависимости от качества воды). При обрастании системы водорослями воду обрабатывают медным купоросом 2...3 раза в месяц по 25 мин с интервалом 1...24 часа и дозами 4...6 мг/л. При бактериальном обрастании наряду с обработкой медным купоросом делают хлорирование воды дозами 2 мг/л при продолжительности хлорирования 30...40 мин.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

РАСЧЕТ ОХЛАЖДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ СИСТЕМ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Для выбора охладителя необходимо предварительно произвести тепловой расчет.

Тепловой расчет водохранилища-охладителя (рис. 36) заключается в определении активной площади водохранилища при заданных тепловой и гидравлической нагрузках.

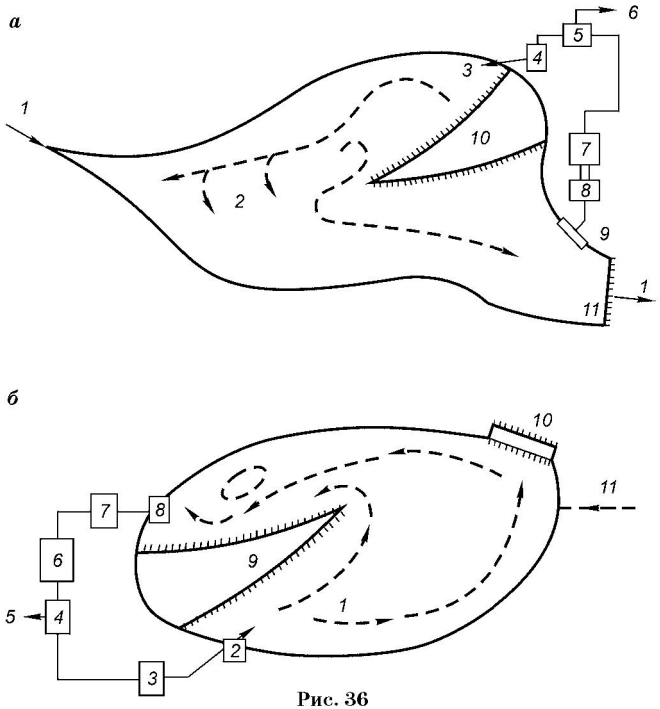


Рис. 36

Схема водохранилища-охладителя:

а — образованного на водотоке при обеспечении циркуляции направляющей дамбой: *1* — река; *2* — поверхность водохранилища; *3* — сброс воды в водохранилище; *4* — общезаводские очистные сооружения; *5* — местные очистные сооружения при образовании каскада; *6* — утилизация отходов очистки; *7* — предприятие; *8* — насосная станция и обработка воды; *9* — заборное устройство; *10* — направляющая дамба; *11* — плотина; *б* — схема водохранилища-охладителя наливного типа: *1* — поверхность водохранилища; *2* — сброс воды; *3* — общезаводские очистные сооружения; *4* — местные очистные сооружения; *5* — утилизация отходов очистки; *6* — предприятие; *7* — насосная станция; *8* — заборное устройство; *9* — направляющая дамба; *10* — перегораживающая дамба; *11* — природный источник водоснабжения.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Теплоотдача поверхности водохранилища-охладителя зависит от отношения площади активной зоны $F_{акт}$ (площадь транзитного потока) к общей площади водохранилища $F_в$. Это отношение называют коэффициентом использования площади водохранилища k ($k = 0{,}5...0{,}95$). Значение k зависит от метеорологических условий и формы охладителя.

Температура охлаждающей воды для установившегося режима (теплового) принимается применительно к метеорологическим условиям наиболее неблагоприятной для охлаждения воды декады (влажность, температура и скорость перемещения воздуха). Из уравнения теплового баланса имеем

$$\sum VcT_1 + V_д cT_д - V_2 cT_2 - V_{сбр} cT_{сбр} = \\ = [\alpha_{исп}(P_s - P) + \alpha_к (R_1 T_{ср} - \theta) - R + \Delta I]R, \qquad (83)$$

где $\sum VcT_1$, $V_д cT_д$, $V_2 cT_2$, $V_{сбр} cT_{сбр}$ — количество теплоты, сбрасываемой предприятием, поступающей с добавками из природных источников в охладительное устройство, забираемой в оборотное водоснабжение предприятия (вода поступила с температурой T_1, а отобрана из охладителя с температурой T_2), сбрасываемой из водохранилища с транзитной водой (река), МДж/сут; $\alpha_{исп}$ — удельное количество теплоты, отдаваемой поверхностью водохранилища путем испарения, МДж/(м^2·сут); P_s — давление насыщения воды при температуре поверхности воды в водохранилище, Па; P — парциальное давление водяных паров в воздухе (абсолютная влажность воздуха), Па; $\alpha_к$ — удельное количество теплоты, отдаваемой конвекцией окружающему воздуху, МДж/(м^2·сут); R_1 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения воды по глубине водохранилища; $T_{ср}$ — средняя температура активной зоны водохранилища, °С; R — радиационный баланс непрогреваемого водоема, МДж/(м^2·сут); ΔI — дополнительно эффективное излучение водной поверхностью, МДж/(м^2·сут); R — коэффициент использования площади водохранилища.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Коэффициент теплоотдачи испарением $\alpha_{исп}$, МДж/(м^2·сут·Па), и конвекцией $\alpha_к$, МДж/(м^2·сут·К) соответственно находятся по формулам

$$\alpha_{исп} = 0{,}0314 \cdot 0{,}231(1 + 0{,}135\omega_{200}); \quad (84)$$

$$\alpha_к = 0{,}314 \cdot 0{,}231(1 + 0{,}135\omega_{200}), \quad (85)$$

где ω_{200} — скорость ветра на высоте 2 м над поверхностью воды, м/с.

Определив температуру T_2, найдем среднюю температуру воды в водозаборном устройстве

$$T_{ср} = T_с + (T_1 - T_2)/\ln\frac{T_1 - T_с}{T_2 - T_с}, \quad (86)$$

где $T_с$ — естественная температура воды в водохранилище, °С.

Температура $T_с$ находится из соотношения

$$\alpha_{исп}(P_s - P) + \alpha_к(R_1 T - \theta) - R = 0, \quad (87)$$

где θ — температура окружающего воздуха, °С.

Брызгальные бассейны представляют собой систему сопел, разбрызгивающих подводимую к ним воду, подлежащую охлаждению. Суммарная поверхность образующихся при этом капель должна быть достаточной для охлаждения за счет испарения при их контакте с воздухом (движущая сила $P_s - P$), поступающим к брызгальному бассейну. Охладившиеся капли воды осаждаются в специальном накопительном резервуаре (бассейне), из которого осуществляется забор технической воды для повторного использования в системе заводского водоснабжения.

Размеры брызгального бассейна определяются расходом охлаждаемой воды и плотностью орошения брызгального устройства. Применяют плотность орошения в пределах 0,8...1,3 м^3/(м^2·ч). Тогда площадь брызгального бассейна

$$F = \sum\frac{V}{R}\text{ м}^2,$$

где $\sum V$ — расход оборотной воды.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Для обеспечения продувания брызгального устройства ветром распределительные линии должны располагаться в направлении господствующих ветров. Длина одной распределительной линии не должна превышать 45 м (расстояние между крайними соплами в распределительной линии). При размещении и компоновке брызгальных бассейнов руководствуются СНиП II-31-74.

Методика теплового расчета градирни была предложена В. В. Проскуряковым и достаточно подробно освещена в учебной и справочной литературе [20, 21].

В России наряду с небольшими строятся градирни производительностью до $100 \cdot 10^3$ м^3/ч оборотной воды с башнями (гиперболическими) высотой до 150 м, выполненными из сборного железобетона или металлического каркаса, обшитого алюминием.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данное учебное пособие содержит сведения о современных системах воздухоснабжения на промышленных предприятиях, основном и вспомогательном оборудовании воздушной компрессорной станции. В нем представлены основы расчета и выбора оборудования компрессорной станции (системы производства сжатого воздуха), основы проектирования системы распределения сжатого воздуха.

Последовательное изложение материала учебного пособия должно способствовать более глубокому пониманию и усвоению студентами теплоэнергетических специальностей раздела «Системы воздухоснабжения» дисциплины «Технологические энергоносители предприятий».

Авторы попытались восполнить имеющиеся пробелы в учебной литературе данной области знаний. Учебное пособие может быть использовано как при изучении теоретического курса вышеуказанной дисциплины, так и при курсовом и дипломном проектировании всех форм обучения.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Перевощиков, С. И.* Проектирование и эксплуатация компрессорных станций / С. И. Перевощиков — Тюмень : ТГНТУ, 1996. — 86 с.
2. *Шнепл, В. Б.* Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин / В. Б. Шнепл. — М. : Машиностроение, 1995. — 240 с.
3. *Шуровский, В. А.* Технологический регламент на проектирование компрессорных станций / В. А. Шуровский — М. : АО «Газпром», 1994. — 72 с.
4. *Рафиков, Л. Г.* Эксплуатация газокомпрессорного оборудования компрессорных станций / Л. Г. Рафиков, В. А. Иванов. — М. : Недра, 1992. — 237 с.
5. *Рахмилевич, З. З.* Компрессорные установки : справочное изд. / З. З. Рахмилевич — М. : Химия, 1989. — 272 с.
6. Компрессорные машины и турбины АООТ «Невский завод» : каталог / ЦНИИ информации и технико-экономических исследований по тяжелому и транспортному машиностроению. — М., 2000. — 159 с.
7. Правила устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов и газопроводов: ПБ 03-581-03 : нормативно-технический материал / Госгортехнадзор России. — М. : Промышленная безопасность, 2004. — 27 с.
8. *Михайлов, А. К.* Компрессорные машины / А. К. Михайлов, В. П. Ворошилов. — М. : Энергоатомиздат, 1989. —287 с.
9. *Пластинин, П. И.* Поршневые компрессоры. — М. : Колос, 2000. — 456 с.
10. Компрессоры : каталог-2001. — Челябинск, 2001. — 69 с.
11. Центробежные компрессорные машины производства ОАО «Компрессорный комплекс» : каталог / Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский ин-

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань» ЛАНЬ

ститут атомного энергетического машиностроения. — М., 2004. — 125 с.
12. *Хисамеев, И. Г.* Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры / И. Г. Хисамеев, В. А. Максимов. — Казань : Фэн, 2000. — 638 с.
13. *Шаммазов, А. М.* Проектирование и эксплуатация насосных и компрессорных станций / А. М. Шаммазов, В. Н. Александров, А. И. Гольянов. — М. : Недра, 2003. — 403 с.
14. Двухвинтовые насос-компрессоры: расчет и проектирование / В. А. Максимов [и др.]. — Казань : Татниинефтемаш, 2004. — 235 с.
15. *Кантюков, Р. А.* Компрессорные и газораспределительные станции / Р. А. Кантюков, В. А. Максимов, М. Б. Хадиев. — Казань : КГУ, 2005. — 411 с.
16. *Хак, Г.* Турбодвигатели и компрессоры : справ. пособие / Г. Ханк, И. Лангкабель. — М. : Астрель : АСТ, 2006. — 350 с.
17. *Симонов, В. Ф.* Расчет и проектирование теплообменных аппаратов и установок / В. Ф. Симонов. — Саратов, 1976. — 85 с.
18. *Рыбин, А. А.* Сокращение потерь энергии при производстве сжатого воздуха / А. А. Рыбин — Промышленная энергетика — 2004. — № 7. — 33 с.
19. *Рыбин, А. И.* Экономия электроэнергии при эксплуатации воздушных компрессорных установок / А. И. Рыбин, Д. Г. Закиков. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 126 с.
20. *Пономаренко, В. С.* Градирни промышленных и энергетических предприятий / В. С. Пономаренко, Ю. И. Афеньев. — М. : Энергоатомиздат, 1998. — 372 с.
21. *Лаптев, А. Г.* Устройство и расчет промышленных градирен / А. Г. Лаптев, И. А. Ведьгаева. — Казань : КГЭУ, 2004. — 179 с.
22. *Кедров, В. С.* Водоснабжение и водоотведение / В. С. Кедров. — М. : Стройиздат, 2002. — 335 с.
23. Промышленная теплоэнергетика. Кн. 4 : справ / под общ. ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : МЭИ, 2004. — 632 с.

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 5

1. Оборудование систем производства сжатого воздуха промышленных предприятий 7
1.1. Общая характеристика систем воздухоснабжения 7
1.2. Принципиальная технологическая схема воздушной компрессорной станции 9
1.3. Принцип действия и классификация компрессоров 11
1.4. Области применения компрессорных машин 20
1.5. Конструктивное устройство различных типов компрессоров 23
1.6. Компоновка компрессорных станций 39

2. Нагрузки на воздушную компрессорную станцию и методы их расчета 47
2.1. Нагрузка на компрессорную станцию 47
2.2. Определение нагрузки на компрессорную станцию . . . 48
2.3. Расчет производительности компрессорной станции . . . 53
2.4. Графики нагрузок на компрессорную станцию 57
2.5. Графики давления сжатого воздуха 60

3. Расчет и выбор оборудования систем производства сжатого воздуха промышленных предприятий 62
3.1. Выбор компрессоров 62
3.2. Очистка атмосферного воздуха, расчет и выбор воздушных фильтров 69
3.3. Расчет и выбор концевых воздухоохладителей 81
3.4. Расчет и выбор влагомаслоотделителей 87
3.5. Установки для осушки воздуха 91
3.6. Расчет и выбор воздухосборников 96

4. Системы распределения сжатого воздуха промышленных предприятий 100
4.1. Общие сведения 100
4.2. Воздухораспределительные сети 106
4.3. Расчет воздухопроводов сжатого воздуха 109
4.4. Прокладка воздухораспределительных сетей 112

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

5. Пути экономии энергетических ресурсов в системах воздухоснабжения предприятий 120
5.1. Влияние начальных и конечных параметров воздуха на производительность и экономичность работы компрессорных станций 120
5.2. Регулирование производительности воздушных компрессоров и давления сжатого воздуха 125
5.3. Нормирование удельного расхода электрической энергии на выработку сжатого воздуха 129
5.4. Утилизация теплоты, отводимой от компрессорных установок 131
5.5. Использование вторичных энергетических ресурсов для производства сжатого воздуха 133

6. Охлаждающие устройства систем оборотного водоснабжения компрессорных станций 136

Заключение 147
Список литературы 148

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»

Александр Михайлович ПАРАМОНОВ
Александр Петрович СТАРИКОВ

СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ

Учебное пособие

Зав. редакцией инженерно-технической литературы *К. Е. Житков*
Художественный редактор *С. Ю. Малахов*
Редактор *О. П. Подосенова*
Технический редактор *Е. Е. Егорова*
Корректоры *Л. В. Дорохина, Т. А. Кошелева*
Подготовка иллюстраций *М. О. Мотыгина*
Верстка *М. И. Хетерели*
Выпускающие *Д. А. Щепелева, Ю. Г. Бакшанова*

ЛР № 065466 от 21.10.97
Гигиенический сертификат 78.01.07.953.П.007216.04.10 от 21.04.2010 г., выдан ЦГСЭН в СПб

Издательство «ЛАНЬ»
lan@lanbook.ru; www.lanbook.com
192029, Санкт-Петербург, Общественный пер., 5.
Тел./факс: (812) 412-29-35, 412-05-97, 412-92-72.
Бесплатный звонок по России: 8-800-700-40-71

Подписано в печать 21.06.11.
Бумага офсетная. Гарнитура Школьная. Формат 84×108 $^{1}/_{32}$.
Печать офсетная. Усл. п. л. 8,40. Тираж 1000 экз.

Заказ № .

Отпечатано в полном соответствии
с качеством предоставленных диапозитивов
в ОАО «Издательско-полиграфическое предприятие «Правда Севера».
163002, г. Архангельск, пр. Новгородский, д. 32.
Тел./факс (8182) 64-14-54; www.ippps.ru

ЭЛЕКТРОННАЯ БИБЛИОТЕКА
Издательство «Лань»