

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

---

Казанский государственный  
энергетический университет

Б.А. КУМИРОВ

Утверждено  
учебным управлением КГЭУ  
в качестве учебного пособия для  
студентов

**СИСТЕМЫ СНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ СЖАТЫМ ВОЗДУХОМ**

Сокращенный конспект лекций  
по курсу

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЭНЕРГОНОСИТЕЛИ  
ПРЕДПРИЯТИЙ**

Часть 1

Казань 2006

## 1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЭНЕРГОНОСИТЕЛИ И СИСТЕМЫ ИХ ПРОИЗВОДСТВА

Любая энергия передается с помощью материального потока энергоносителя. Энергоноситель – это материальный поток, обладающий *эксергией*. Производство, доставка и распределение энергоносителей осуществляется в системах производства и распределения энергоносителей (СПРЭ).

СПРЭ – это комплекс связанных между собой трех элементов: *генератор*, производящий энергоноситель (источник); *потребитель* энергоносителя и *коммуникация*, связывающая первые два элемента.

### 1.2. Показатели эффективности системы

#### Эксергетический КПД системы

Эксергетический КПД характеризует термодинамическую эффективность системы. В общем виде его можно представить следующим соотношением:

$$\eta = \frac{\sum_1^n E_i + \sum_1^m E_{ВЭР}}{\sum E_{\Theta} \pm \sum E_{C1} \mp E_{C2}}, \quad (1.1)$$

где  $\sum_1^n E_i$  – сумма генерируемых эксергий в «n» генераторах энергоносителей

(параметры и эксергии в них могут отличаться);  $\sum_1^m E_{ВЭР}$  – сумма эксергий вто-

ричных энергоресурсов системы, которые утилизируются внешними системами;  $\sum E_{\Theta}$  – сумма эксергий, затраченных для работы генераторов;  $E_{C1}$  и  $E_{C2}$  – эксергии потоков, которыми обменивается рассматриваемая система со смежными системами («плюс» – приход, «минус» – убыль).

Величина  $\eta_c$  может служить функцией цели при термодинамической оптимизации системы.

Анализ может проводиться как для всей системы, так и по отдельным ее участкам. Если известны значения КПД участков, то КПД системы может быть представлен как

$$\eta_c = \eta_g \cdot \eta_k \cdot \eta_n, \quad (1.2)$$

где  $\eta_g$ ,  $\eta_k$ ,  $\eta_n$  – КПД генератора, коммуникаций и потребителя.

В значение  $\eta_n$  включаются только потери в распределительных устройствах энергоносителя у потребителя.

### Удельный расход энергии

Удельный расход энергии – это ее расход на единицу выработанного энергоносителя. Он определяется отношением:

$$\varepsilon_i = \frac{\mathcal{E}_i}{V_i}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3}, \text{ или } \varepsilon_i = \frac{\mathcal{E}_i}{G_i}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{кг}}, \text{ или } \varepsilon_i = \frac{\mathcal{E}_i}{Q_i}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{МДж (Гкал)}},$$

где  $V_i$ , м<sup>3</sup>, или  $G_i$ , кг, – количество произведенного энергоносителя в СПРЭ;

$\mathcal{E}_i$ , кВт·ч – расход энергии на производство этого количества энергоносителя;

$Q_i$ , МДж (Гкал) – количество произведенного холода (теплоты).

Расход энергоносителя (воздуха, воды, газа) определяется, как правило, на входе в генератор, расходы теплоты и холода – на выходе.

### Удельный расход энергоносителя

Удельный расход энергоносителя (или норма расхода) на единицу продукции определяется отношением:

$$\alpha = \frac{V_i}{\text{Пр}} \quad \text{или} \quad \alpha = \frac{G_i}{\text{Пр}}, \quad (1.3)$$

где  $V_i$  (или  $G_i$ ) и Пр – количество энергоносителя и единиц продукции, отнесенные к одинаковому промежутку времени: год, час, минута и т.д.

Величина  $\alpha$  обычно нормируется технологическим потребителем энергоносителя. Значения этих норм определяются по статистическим данным или результатам испытаний аналогичных производств. Теоретический (минимально-расчетный) удельный расход определяется расчетом по технологическому регламенту.

## 2. СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ

### ВВЕДЕНИЕ

Сжатый воздух – это один из самых распространенных (после электричества) энергоносителей на предприятиях, а совокупность устройств, обеспечивающих его производство, обработку и транспортировку, представляет собой довольно сложный и энергоемкий комплекс. Уровень совершенства оборудования системы воздухообеспечения и грамотная его эксплуатация существенно влияют на показатели экономической эффективности технологического производства, где сжатый воздух используется.

Главное достоинство сжатого воздуха как энергоносителя – это возможность использования технологичных, малогабаритных и легких пневмоинстру-

ментов и приспособлений с высокой удельной мощностью

По транспортабельности воздух уступает только электричеству и намного превосходит пар, так как имеет малые тепловые потери из-за отсутствия конденсации в трубопроводах.

Но наряду с положительными качествами и удобством в использовании сжатый воздух как энергоноситель обладает и недостатками:

а) большие потери из-за различных утечек (могут достигать 10-40 %;

б) высокая себестоимость сжатого воздуха из-за большой энергоемкости его производства.

Удельный расход энергии при производстве сжатого воздуха производственных параметров с использованием электропривода составляет от 80 до 140 кВт·ч/(1000м<sup>3</sup>) и 17 – 20 кг условного топлива на 1000 м<sup>3</sup> при паротурбинном приводе.

## **2.1. Структура и схемы систем воздухообеспечения**

Система воздухообеспечения строго соответствует общему определению системы. Она включает: компрессорную станцию – генератор; сеть сжатого воздуха – коммуникация; распределительное устройство – потребитель.

*Компрессорная станция (КС)* включает в свой состав: устройства для забора воздуха и очистки его от пыли и капельной влаги; компрессоры и приводные двигатели; теплообменники для охлаждения воздуха и масла; вспомогательное оборудование, предназначенное для дополнительной обработки воздуха (осушка, очистка, аккумуляция); контрольно-измерительные приборы и автоматику; запорную и предохранительную арматуру.

Компрессор с приводным двигателем и всем снаряжением, необходимым для его работы, называют *компрессорной установкой (КУ)*.

В зависимости от необходимых потребителям значений расхода воздуха и его давления станции оборудуются поршневыми, винтовыми и центробежными компрессорами. На КС могут размещаться компрессоры как с электроприводом (машиностроительные и химические предприятия), так и с паротурбинным приводом (обычно для доменного дутья). Находят применение и комбинированные паровоздуходувные и электрические станции – ТЭЦ-ПВС (на металлургических комплексах). Рассмотрим наиболее характерные схемы воздухообеспечения различных потребителей (см. рис. 2.1)

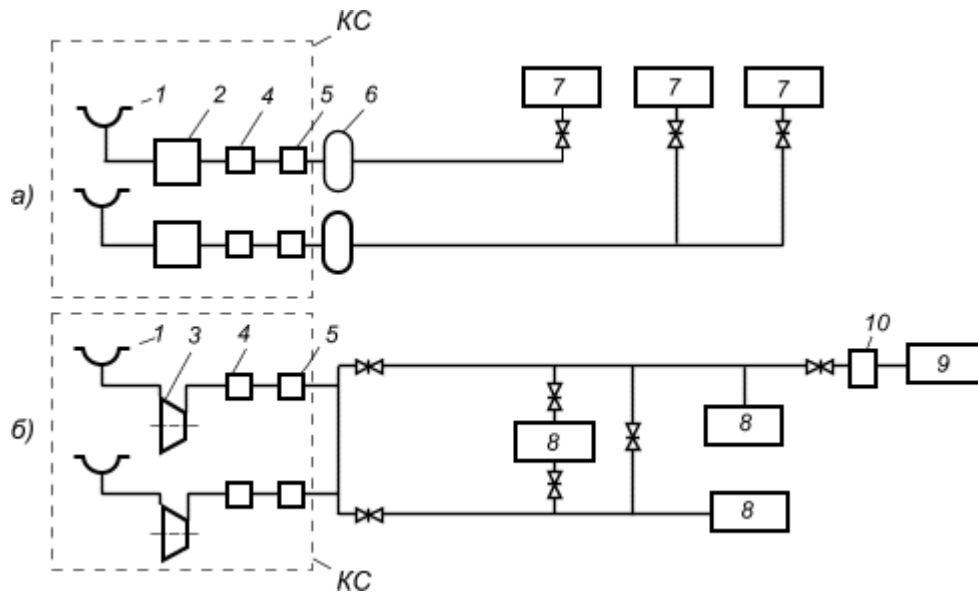


Рис.2.1. Функциональные схемы систем воздуховоснабжения:

а) – компрессорная станция (КС) с поршневыми компрессорами и радиальными воздуховодами (коммуникациями); б) – компрессорная станция (КС) с турбокомпрессорами (ТК) и кольцевыми участками сети:

1 – воздухозаборные устройства; 2, 3 – компрессорные установки; 4 – устройства влаго-маслоотделения; 5 – устройства осушки воздуха; 6 – воздухохборники (ресиверы); 7 – потребители сжатого воздуха от поршневых компрессоров; 8 – потребители сжатого воздуха от турбокомпрессоров); 9 – потребитель воздуха высокого давления; 10 – дожимающий компрессор

Кольцевые сети применяют при компактном сосредоточенном расположении потребителей, а также при повышенных требованиях к надежности воздуховоснабжения.

При воздуховоснабжении от поршневых компрессоров в линии сжатого воздуха устанавливают ресиверы 6. Они выполняют задачу аккумуляторов воздуха при различии расходов подачи и потребления. В системах воздуховоснабжения с турбокомпрессорами ресиверов не ставят. Тут роль аккумуляторов играют трубопроводы.

При потребностях в воздухе повышенного давления (потребитель 9) устанавливают дожимающий компрессор.

Воздухозаборные устройства могут быть отдельные на каждый компрессор, но могут быть общие.

При компрессорных станциях с турбокомпрессорными установками (ТКУ) обязательно оборудуется глушитель шума, через который сбрасывается воздух перепуска.

Потребителем сжатого воздуха считается коллектор-распределитель воздуха в цехе. Пневмоприемники (пневмоинструменты и пневмооборудование) в со-

став системы воздухообеспечения не входят. Они являются элементами технологического оборудования основного производства.

## 2.2. Режимы воздухопотребления

*Нагрузкой* на компрессорную станцию называют количество воздуха  $Q$ , м<sup>3</sup>/с (м<sup>3</sup>/мин), необходимое потребителям (с учетом потерь) в рассматриваемый промежуток времени. Она должна покрываться производительностью включенных в работу компрессорных машин, т.е.

$$Q = Q_{\text{п}} + Q_{\text{пот}} = Q_{\text{р}}, \quad (2.1)$$

где  $Q_{\text{п}}$  – количество воздуха полезно расходуемое потребителем;  $Q_{\text{пот}}$  – потери воздуха при выработке, транспорте и использовании (утечка, продувка и т.п.);  $Q_{\text{р}}$  – суммарная производительность работающих компрессоров на КС.

Нагрузка может быть:

*неполной*, т.е. когда нагрузка на станцию  $Q \leq 0,5Q_{\text{р}}$ ;

*средней*, когда  $0,5Q_{\text{р}} < Q < 0,75Q_{\text{р}}$ ;

*максимальной*, это когда  $Q > 0,75Q_{\text{р}}$ .

В свою очередь максимальную нагрузку на КС условно подразделяют:

на *максимально длительную*  $Q = Q_{\text{м.д}}$ , если  $Q_{\text{р}} > Q > 0,75Q_{\text{р}}$ ;

на *максимально возможную*  $Q = Q_{\text{м.в}}$ , если  $Q \geq Q_{\text{р}}$ .

Максимально длительная нагрузка покрывается всеми работающими компрессорами, за исключением машин находящихся в резерве и планово-предупредительном ремонте. Продолжительность максимально длительной нагрузки не превышает обычно 20-30 минут.

Для покрытия максимально возможной нагрузки включаются все, даже резервные компрессоры. Эта нагрузка имеет кратковременный характер. Она не является расчетной величиной.

Если известны значения средней, максимально длительной и максимально возможной нагрузок, то можно определить *установленную*  $Q_{\text{уст}}$ , *рабочую*  $Q_{\text{раб}}$  и *резервную*  $Q_{\text{рез}}$  производительности компрессорной станции. Это, в свою очередь, позволяет рассчитать расходы электроэнергии, воды и других вспомогательных материалов при производстве сжатого воздуха. Можно определить диаметры воздухопроводов, оценить стоимость 1000 м<sup>3</sup> сжатого воздуха, т.е. получить все необходимые для проектирования КС показатели.

Для определения нагрузок на компрессорную станцию используют два метода: *укрупненный* и *расчетный*.

*Укрупненный метод* основан на применении средних *норм удельных расходов* сжатого воздуха на единицу продукции или на каждую из операций технологического процесса.

По этому методу суммарный годовой расход воздуха  $Q_{\Gamma}$ , м<sup>3</sup>/год, можно определить как

$$Q_{\Gamma} = \alpha \Pi_{\Gamma}, \quad (2.2)$$

где  $\alpha$  – средний удельный расход воздуха (на единицу продукции), со временем пересматривается в сторону уменьшения;  $\Pi_{\Gamma}$  – годовой выпуск продукции в соответствующих единицах.

По годовому расходу можно оценить среднечасовую нагрузку  $Q_{\text{ср}}$ , м<sup>3</sup>/ч, компрессорной станции в рабочую часть года:

$$Q_{\text{ср}} = \frac{Q_{\Gamma}}{\tau_{\text{раб.г}}}, \quad (2.3)$$

где  $\tau_{\text{раб.г}}$  – годовое число часов работы оборудования.

Максимальная нагрузка  $Q_{\text{max}}$ , м<sup>3</sup>/ч, по этому методу определяется, как:

$$Q_{\text{max}} = k_{\text{max}} \cdot Q_{\text{ср}}, \quad (2.4)$$

где  $k_{\text{max}} = 1,2-1,5$  – коэффициент, учитывающий максимум потребления воздуха. Он берется из опыта работы аналогичных предприятий и с течением времени пересматривается в сторону снижения. Большие значения  $k_{\text{max}}$  относятся к меньшему количеству потребителей с большими расходами воздуха при сравнительно редком включении.

Укрупненный метод находит применения при перспективном проектировании нового предприятия и составлении проектного задания на разработку системы воздухоснабжения.

*Расчетный метод* определения нагрузки на КС используется на стадии проектирования или реконструкции действующего предприятия. Он может быть применен тогда, когда известны типы и количество всех потребителей воздуха – пневмоприемников. Он основан на применении ряда статистических коэффициентов по опыту работы подобных предприятий.

Для получения среднечасовой потребности в сжатом воздухе необходимо составить *почасовой суточный график потребления* сжатого воздуха или, иначе, *расчетный почасовой суточный график нагрузки КС*. Это ступенчатая диаграмма, где расход воздуха в течение часа считается неизменным (в действительном графике так не бывает).

Этот график может быть составлен на основании детального изучения, в течение каждого часа, числа включенных пневмоприемников и их загрузки в течение суток с максимальным воздухопотреблением.

### 2.3. Выбор типа, типоразмера и количества компрессоров, устанавливаемых на компрессорной станции (КС)

Различают установленную  $Q_{уст}$ , рабочую  $Q_{раб}$  и резервную  $Q_{рез}$ , производительности компрессорной станции, м<sup>3</sup>/мин:

$$Q_{уст} = \sum_1^m Q_{к_i} = Q_{раб} + Q_{рез}, \quad (2.5)$$

где  $m$  – число компрессоров на КС;  $Q_{к_i}$ , – номинальная производительность одного ( $i$ -го) компрессора, м<sup>3</sup>/мин

Методики выбора указанных производительностей, а также количества, типов и типоразмеров компрессоров, устанавливаемых на станции, зависят от характера потребителей и графика потребления сжатого воздуха от компрессорной станции.

На КС, снабжающих большое число мелких потребителей воздухом с давлением не выше 1-1,2 МПа, обычно устанавливают одноступенчатые агрегаты.

Опыт проектирования показал, что экономически целесообразно размещать на КС: поршневые (ПК) или винтовые компрессоры (ВК), если  $Q_{м.д} < 400$  м<sup>3</sup>/ч, и центробежные (ЦБК) или осевые нагнетатели (ОК) при  $Q_{м.д} > 400$  м<sup>3</sup>/ч.

Считается достаточно надежным решением устанавливать одну резервную машину при числе рабочих компрессоров  $n_{раб} \leq 7$ .

Если на КС необходимо установить машины с разной производительностью, то резервный(е) компрессор(ы) должен(ны) иметь производительность самого крупного рабочего агрегата, т.е.  $Q_{рез} = Q_{к}^{наиб}$  (основное правило резервирования).

Если потребители не допускают снижения подачи воздуха, то рабочая производительность станции принимается равной максимально длительной нагрузке, т.е.  $Q_{раб} = Q_{м.д}$ . Если некоторое снижение подачи воздуха допустимо, то рабочая производительность обеспечивает только 75-90 % максимально длительной нагрузки, т.е.  $0,75Q_{м.д} \leq Q_{раб} \leq 0,9Q_{м.д}$  и для покрытия  $Q_{м.д}$  приходится включать резервный компрессор.

Величины  $Q_{уст}$  и  $Q_{рез}$  на КС с одноступенчатыми компрессорами зависят от числа рабочих компрессоров  $n_{раб}$ .

Опыт проектирования и эксплуатации показал, что оптимальное число рабочих машин составляет: на КС с поршневыми компрессорами  $n_{раб}^{опт} = 3 - 5$  шт.; на КС с турбокомпрессорами  $n_{раб}^{опт} = 2 - 4$  шт. Точное число зависит от уровня тарифов на электроэнергию и заработной платы в том или ином регионе и может



быть установлено только на основании технико-экономического сравнения вариантов.

Установив оптимальное количество рабочих компрессоров, определяют оптимальную производительность одной машины  $Q_k^{\text{опт}}$ , м<sup>3</sup>/мин:

$$Q_k^{\text{опт}} = \frac{Q_{\text{раб}}}{n_{\text{раб}}^{\text{опт}}}, \quad (2.6)$$

по каталогу выбирают компрессор с производительностью, близкой к оптимальной.

Для крупных потребителей, работающих по индивидуальному графику (доменная печь, воздуходелительная установка и т.п.), как правило, применяется блочная схема воздухообеспечения от ЦБК или ОК. В этой схеме подача воздуха каждому потребителю осуществляется индивидуальным компрессором.

## 2.4. Оборудование и схемы компрессорных станций систем воздухообеспечения

### 2.4.1. Общие сведения о компрессорном оборудовании

В зависимости от принципа действия все компрессорные машины можно разделить на два обширных класса:

1) *объемные* – где давление газа повышается за счет сокращения первоначального объема рабочего пространства. К ним относятся:

а) поршневые с кривошипно-шатунным механизмом и со свободно движущимися поршнями;

б) ротационные, в которых роль поршня выполняют либо непосредственно вращающийся винтовой ротор, либо пластины, расположенные в роторе. Это винтовые (Лисхольма), пластинчатые, жидкостно-кольцевые, с восьмеричным ротором (Рутса) компрессоры;

2) *нагнетатели динамического действия* (кинетического сжатия), в которых давление газа повышается за счет сообщения газу большой скорости с последующим преобразованием кинетической энергии потока в давление. К этому классу относят:

а) лопаточные нагнетатели (турбокомпрессоры);

б) струйные компрессоры (эжекторы).

В свою очередь турбокомпрессоры по конструктивным признакам подразделяют на центробежные, осевые, диагональные и вихревые.

По величине развиваемого давления  $P_{\text{нк}}$ , МПа, компрессорные установки (КУ) подразделяют на:

- а) низкого давления –  $P_{\text{НК}}=0,3-2,5$ ;
- б) среднего давления –  $P_{\text{НК}}=2,5-6,0$ ;
- в) высокого давления –  $P_{\text{НК}}=6,0-35$ ;
- г) сверхвысокого давления –  $P_{\text{НК}}>35$ .

По производительности  $Q_{\text{к}}$ , м<sup>3</sup>/мин, КУ классифицируют так:

- а) малые – с  $Q_{\text{к}}$  до 100;
- б) средние –  $Q_{\text{к}}$  от 100 до 500;
- в) большие –  $Q_{\text{к}}$  более 500.

На промышленных компрессорных станциях в зависимости от необходимого давления и расхода воздуха наиболее часто устанавливают поршневые и центробежные компрессоры. В последние годы все шире стали распространяться винтовые компрессоры.

Область преимущественного применения машин объемного действия характеризуется средними и высокими давлениями и сравнительно малыми расходами рабочего тела. Турбокомпрессоры применяют при больших расходах газа и меньших степенях повышения давления. Обычно при производительностях единичных машин  $Q_{\text{к}}$  до 100-120 м<sup>3</sup>/мин применяют поршневые компрессоры, в интервале от 100 до 5000 м<sup>3</sup>/мин – центробежные агрегаты, при расходах свыше 5000 м<sup>3</sup>/мин – осевые компрессоры. Винтовые компрессоры имеют производительность от 3 до 50 м<sup>3</sup>/мин и успешно вытесняют поршневые машины в этом диапазоне.

#### 2.4.2. Поршневые компрессоры

Тип поршневого компрессора определяется расположением осей цилиндров в пространстве. Оно бывает вертикальным, горизонтальным и угловым. Угловые делятся на прямоугольные, V-образные, W-образные и звездообразные.

По числу ступеней сжатия различают одно-, двух- и многоступенчатые компрессоры. В компрессоре *одноступенчатого* сжатия воздух сжимается один раз и затем по трубопроводу поступает в воздухохборник (ресивер). В *двухступенчатом* компрессоре воздух сжимается дважды: вначале до определенного (промежуточного) давления в цилиндре первой ступени, потом он охлаждается в промежуточном охладителе, затем сжимается до конечного давления в цилиндре второй ступени.

В соответствии с ГОСТ 23680-84 "Воздушные поршневые стационарные компрессоры общего назначения" специально для систем воздухообеспечения производятся ПК следующих 3-х типов (см. рис. 5.1):

- а) ВУ – воздушные бескрейцкопфные с V-образным расположением цилиндров;
- б) ВП – воздушные крейцкопфные с прямоугольным расположением цилиндров;

в) ВМ – воздушные кресткопфные с горизонтальным оппозитным расположением цилиндров.

Все эти компрессоры выпускаются большой номенклатурой по подаче и давлению.

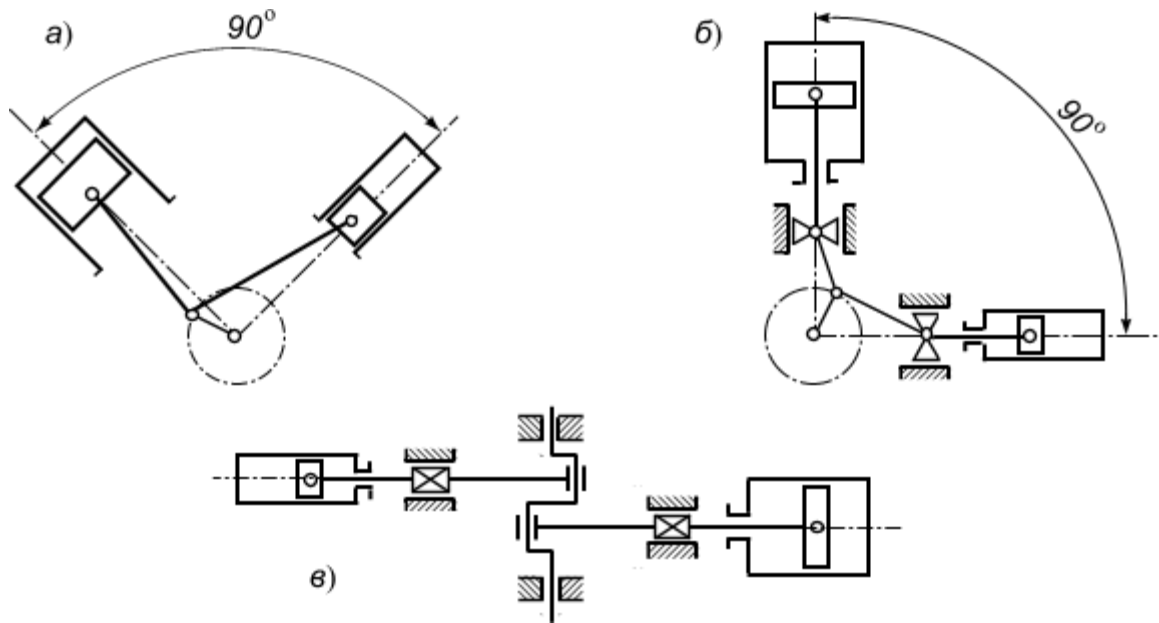


Рис. 2.2. Кинематические схемы поршневых компрессоров применяемых в системах воздухообеспечения: а – воздушный бескрейцкопфный компрессор с V-образным расположением цилиндров (ВУ); б – воздушный кресткопфный с прямоугольным расположением цилиндров (ВП); в – воздушный кресткопфный с горизонтальным оппозитным расположением цилиндров (ВМ).

В марке компрессора обозначается тип, подача и давление сжатия. Например типоразмер компрессора 2ВМ4-24/9 означает: воздушный 2-рядный кресткопфный компрессор с оппозитным расположением цилиндров, поршневым усилием 4 тонно-силы, производительностью 24 м<sup>3</sup>/мин, полным конечным давлением сжатия 9 кгс/см<sup>2</sup>. Некоторые предприятия указывают в обозначениях своих моделей вместо полного – избыточное давление сжатого воздуха (для  $Q_k > 50$  м<sup>3</sup>/мин).

Поршневые компрессоры имеют КПД выше, чем центробежные, и, следовательно, там, где расходы воздуха невелики, их применение оправдано. Они очень надежно работают в тяжелых условиях при непрерывной круглосуточной эксплуатации. При  $P_{нк} > 5,0$  МПа они вообще незаменимы. Часто их целесообразно применять уже при  $P_{нк} > 3,0$  МПа. Но из-за больших зон перекрытия по давлению и производительности окончательный выбор типа компрессора для установки на КС делается на основании технико-экономических расчетов.

Недостатки ПК:

- 1) большие удельные габариты и масса;
- 2) неуравновешенность движущихся масс (потребность в большом фундаменте);
- 3) малооборотность и связанная с ней трудность привода от быстроходного двигателя;
- 4) неравномерность подачи воздуха в сеть, т.е. требуется система воздухообора (ресиверная);
- 5) воздух загрязняется смазкой.

Недостатки ведут к увеличению массы фундамента, увеличению здания КС и т.п., т.е. ведут к большим капитальным затратам, которые часто не окупаются высоким КПД. Именно поэтому во многих случаях ПК вытесняются ротационными и центробежными компрессорами.

### 2.4.3. Турбокомпрессоры

Турбокомпрессоры относятся к машинам динамического (кинетического) действия, так как повышение давления происходит за счет инерционных сил. Иногда их еще называют поточными машинами.

Рабочий процесс в центробежном компрессоре (ЦБК) и осевом компрессоре (ОК) представляет собой обращенный процесс соответствующих турбин (радиальной и осевой). Именно поэтому ЦБК и ОК часто объединяют одним названием – *турбокомпрессоры (ТК)*.

Преимущества турбокомпрессоров перед поршневыми компрессорами:

- 1) возможность получения большей производительности;
- 2) значительно меньшие габариты и масса (меньше капитальные затраты);
- 3) отсутствует загрязнение воздуха маслом;
- 4) имеется возможность непосредственного соединения с быстроходным приводом (турбина, электропривод);
- 5) уравновешенность инерционных сил (мал фундамент);
- 6) более простой и дешевый ремонт;
- 7) непрерывная (без пульсаций) подача;
- 8) возможность экономичного регулирования производительности (изменением частоты вращения и др.).

Недостатки ТК по сравнению с ПК:

- 1) более низкий КПД (при подаче  $<100 \text{ м}^3/\text{мин}$ );
- 2) ограниченная степень повышения давления ( $\frac{P_{\text{НК}}}{P_{\text{ВК}}} = 8 - 15$ );
- 3) неустойчивость режимов при нормальной работе;

4) наличие больших промохладителей требует подвального помещения в машинном зале для их размещения (или 2-этажной компоновки).

Производительность осевого компрессора может быть существенно большей, чем у центробежного. Однако низший предел по производительности (из условия сохранения высокого КПД) у них тоже выше. Он составляет 300-500 м<sup>3</sup>/мин (см. рис.2.3).

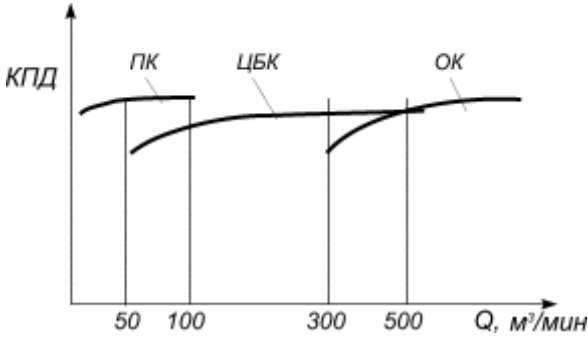


Рис. 2.3. Зависимости КПД компрессоров разных пов от их производительности

ТИ-СТИ

Производительность осевого компрессора может быть существенно большей, чем у центробежного. Однако низший предел по производительности (из условия сохранения высокого КПД) у них тоже выше. Он составляет 300-500 м<sup>3</sup>/мин (см. рис. 2.3).

Осевые компрессоры имеют КПД больше, чем в ЦБК. Но этот КПД больше только в узкой области по режиму (подаче). Эта область составляет ±5÷10 % от Q<sub>рас</sub> (см. рис. 2.4).

Осевые компрессоры имеют те же достоинства и недостатки, что и центробежные. Они широко применяются в металлургическом производстве (доменное дутье) и в силовых и энергетических газотурбинных установках (ГТУ).

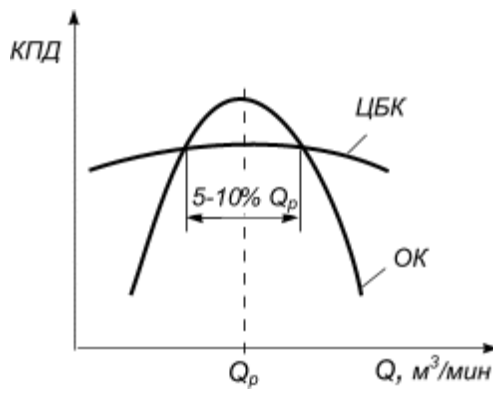


Рис. 2.4. Изменение КПД осевого и центробежного компрессоров при отклонении режима работы от расчетного

ГОСТа на обозначение ЦБК и ОК нет.

Невский машиностроительный завод (г. Санкт-Петербург) и Хабаровский завод энергетического машиностроения маркируют выпускаемые ЦБК так: например, К-250-61-1, что означает: К – центробежный воздушный компрессор; 250

– расчетная производительность,  $\text{м}^3/\text{мин}$ ; 61 – число ступеней в одном цилиндре; 1 – модификация корпуса.

НПО «Казанькомпрессормаш» обозначает, например, так: 32ВЦ-100/9, где: 32 – номер базы корпусов; ВЦ – воздушный центробежный компрессор; 100 – производительность в  $\text{м}^3/\text{мин}$ ; 9 – расчетное (абсолютное) развиваемое давление в  $\text{кГс}/\text{см}^2$

## 2.5. Технологические схемы компрессорных станций

### 2.5.1. Технология получения сжатого воздуха на поршневой компрессорной установке

Принципиальная схема воздушной поршневой компрессорной установки приведена на рис. 2.5.

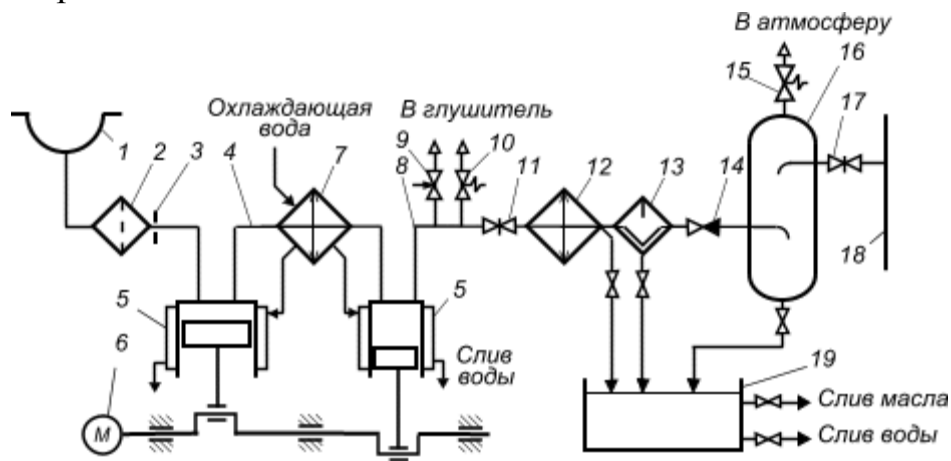


Рис. 2.5. Принципиальная схема двухступенчатой воздушной поршневой компрессорной установки: 1 – воздухозаборное устройство; 2 – воздухоочистительное устройство (фильтр); 3 – расходомерное устройство (обычно не устанавливается); 4 – всасывающий трубопровод; 5 – компрессор; 6 – приводной двигатель; 7 – промежуточный охладитель воздуха (ПО); 8 – нагнетательный трубопровод; 9 – пусковой, разгрузочный клапан; 10, 15 – предохранительные клапаны; 11, 17 – запорные задвижки; 12 – концевой охладитель воздуха; 13 – маслораспределитель; 14 – обратный клапан; 16 – воздухоотделитель (ресивер); 18 – магистральный воздухопровод или коллектор КС; 19 – продувочный бак.

Процесс получения сжатого воздуха происходит в следующем порядке. При работе компрессора атмосферный воздух проходит через воздухозаборник 1, фильтр 2, где очищается от пыли и капельной влаги, и по всасывающему трубопроводу поступает в 1-ю ступень компрессора 5, где сжимается до промежуточного давления.

Из 1-й ступени воздух нагнетается в промежуточный охладитель (ПО), где он охлаждается, и затем поступает во 2-ю ступень компрессора. Сжатый до ко-

нечного давления воздух по нагнетательному трубопроводу поступает в концевой охладитель (ВОК), где осуществляется частичная конденсация паров воды и масла. Охлажденный воздух проходит масловодоохладитель 13, где улавливаются капли воды и масла, и подается в воздухохоборник 16. Далее сжатый воздух по магистральному трубопроводу подается в пневмосеть предприятия.

Слив конденсата из концевого охладителя, масловодоотделителя, ресивера осуществляется через продувочный бак 19.

Пусковой разгрузочный клапан 9 и запорная задвижка 11 предназначены для облегчения запуска поршневого компрессора. При пуске разгрузочный клапан 9 открыт, открывается и задвижка 17, задвижка 11 закрыта. Как только электродвигатель разовьет номинальные обороты клапан 9 начинают плавно закрывать, а задвижку 11 открывать (одновременно).

В многоступенчатых компрессорах между всеми ступенями устанавливают промежуточные воздухоохладители. Они позволяют существенно снизить удельные энергозатраты на сжатие и повысить надежность работы оборудования.

Установка запорной арматуры между компрессором и ближайшим по ходу воздуха предохранительным клапаном не допускается.

Охлаждение цилиндров компрессора и ПО может быть как последовательное, так и параллельное.

### **2.5.2. Технология получения сжатого воздуха в турбокомпрессорной установке**

Принципиальная схема турбокомпрессорной установки для получения сжатого воздуха приведена на рис. 2.5.

В отличие от схемы с поршневым компрессором в ней отсутствует маслоотделитель, так как в воздухе нет масла. Не устанавливается также воздухохоборник, так как турбокомпрессор в пределах рабочего диапазона характеристики саморегулируется. Кратковременные пиковые нагрузки восполняются аккумуляющей способностью воздухопроводов, имеющих большую емкость. Обязательно расходомерное устройство. Это, как правило, торцевая диафрагма.

При работе компрессора воздух из воздухозаборного устройства через фильтр и дроссельную заслонку поступает в 1-ю секцию сжатия. В секции может быть 1-3 центробежные ступени. После 1-й секции воздух охлаждается в ПО1, то же происходит и в ПО2 после 2-й секции. После последней секции воздух охлаждается в концевом охладителе с целью удаления из него части влаги. На напорной линии обязательны обратный клапан, противопомпажный и пусковой клапаны, запорная задвижка. Обратный клапан препятствует обратному току воздуха и раскрутке компрессора при аварийной остановке агрегата.

На участке между выходным патрубком компрессора и первым предохранительным клапаном по ходу движения воздуха установка запорной арматуры запрещается.

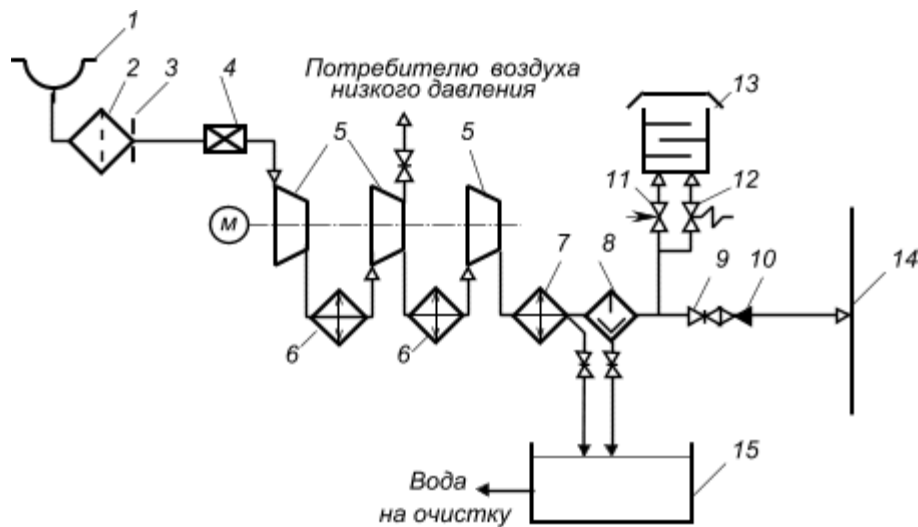


Рис. 2.6. Принципиальная схема трехсекционной воздушной турбокомпрессорной установки:

1 – воздухозаборное устройство; 2 – фильтр (филткammera); 3 – расходомерное устройство (диафрагма, сопло Вентури); 4 – дроссельная заслонка на всасывании; 5 – компрессор (3-хсекционный); 6 – промежуточные охладители воздуха; 7 – конечной (конечный) охладитель воздуха; 8 – влагоотделитель; 9 – обратный клапан; 10 – запорная задвижка; 11 – пусковой (разгрузочный, выдувочный) клапан; 12 – автоматический противопомпажный клапан; 13 – глушитель шума; 14 – продувочный бак; 15 – магистральный воздухопровод

Перед пуском КУ для разгрузки электродвигателя открывается пусковой клапан 11 и закрывается дроссельная заслонка 4 на всасывании. В заслонке имеется щель или специальный клапан для пропуска небольшого количества воздуха для вентиляции проточной части ротора. В период раскрутки двигателя этот воздух сбрасывается в атмосферу через глушитель шума 13.

При выходе на номинальную частоту вращения ротора компрессора клапан 11 закрывается, а дроссельной заслонкой 4 устанавливают требуемые давление и расход воздуха. При выравнивании давления воздуха за компрессором и в воздушной магистрали 15 самостоятельно открывается обратный клапан 9 и воздух начинает поступать в общий коллектор или непосредственно в магистраль.

## 2.6. Параметры потребляемого сжатого воздуха

### 2.6.1. Классификация потребителей

Практически на любом предприятии для тех или иных целей нужен сжатый воздух. Он используется:



- а) для привода различных пневмомеханизмов, инструментов, пневмотранспорта и т.п., т.е. для получения механической энергии;
- б) для получения газов, из которых состоит воздух (азот, кислород, аргон, и др. инертные газы);
- в) для технологических нужд – при проведении реакций окисления, горении, сушке и т.п.;
- г) для пневматических систем измерения, контроля и регулирования на взрывоопасных производствах (химическая промышленность, горнодобывающая и др.).

Воздух для технологических целей не является энергоносителем. Он является исходным продуктом (или компонентом) для получения новых веществ (продуктов). Потребителями сжатого воздуха как энергоносителя (*пневмоприемниками*) являются механизмы и устройства, использующие воздух для различных производственных операций и технологических процессов.

### **2.6.2. Давление.**

Анализ паспортных данных различных промышленных пневмоприемников показывает, что необходимое давление сжатого воздуха перед ними не превышает 0,7-0,8 МПа. В большинстве случаев оно требуется еще меньше – 0,4-0,7 МПа.

Понижение давления (ниже паспортного) ведет к понижению мощности и производительности пневмомеханизма. При этом из-за нерасчетных режимов работы, как правило, возрастают удельные расходы воздуха.

Повышение давления воздуха (сверх необходимого) влечет увеличение утечек, которые и так часто выше допустимых. Так, вместо обычных потерь в 20-30 %, при превышении давления они доходят до 50-60 % от общего расхода сжатого воздуха.

Если пневмосеть находится в нормальном состоянии, то потери давления из-за гидравлического сопротивления не превышают 0,05 МПа, даже для самых удаленных точек (норма 0,01-0,03 МПа). Таким образом, в системах, не оснащенных системой осушки воздуха, давление развиваемое компрессором не должно превышать требуемое пневмоприемником более чем на 0,05 МПа. Если такого давления недостаточно, это означает, что имеется:

- чрезмерный износ оборудования;
- чрезмерные потери давления в распределительных устройствах, шлангах, местных сопротивлениях;
- чрезмерные утечки (в стыках, шлангах, запорных устройствах пневмомеханизмов и т.п.).

Выбор компрессоров для КС с завышенными развиваемыми давлениями приводит:

- для поршневых компрессоров (ПК) – к недоиспользованию мощности;
- для центробежных компрессоров (ЦБК) – к снижению экономичности, так как компрессор в этом случае работает в нерасчетном режиме с более низкими значениями КПД.

### 2.6.3. Температура воздуха.

Температура воздуха на входе в пневмоприемник оказывает сильное влияние на его потребление. Работоспособность 1 кг сжатого воздуха при его адиабатном расширении в пневмомеханизме от давления  $P_1$  до давления  $P_2$  определяется выражением, кДж/кг:

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} R \cdot T_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (2.7)$$

где  $\frac{k}{k-1} R = C_p$  – изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);  $T_1$  – температура сжатого воздуха на входе в механизм, К;  $P_1, P_2$  – давления воздуха на входе и выходе пневмомеханизма соответственно, МПа.

Таким образом, за счет подогрева сжатого воздуха перед его использованием можно снизить его потребление при неизменном количестве совершаемой работы.

На практике в большинстве случаев воздух в концевом воздухоохладителе КУ охлаждается до температуры 40-45 °С, что недостаточно для конденсации влаги и масла и в то же время этим существенно снижается его работоспособность. Это указывает на необходимость рассмотрения целесообразности использования концевой воздухоохладителя в каждом конкретном случае.

Как показывают расчеты, температуру сжатого воздуха можно доводить до 60-70 °С, при этом температура ручного инструмента не превысит значений 35-40 °С, а экономия электроэнергии при этом составит 10-15 % по сравнению с исходным вариантом.

### 2.6.4. Влагосодержание.

Влагосодержание воздуха должно удовлетворять специфическим требованиям технологических процессов, оговариваемых в технологическом регламенте. Так, например, в автомобилестроении в соответствии с ГОСТ 9.010-80 «Воздух, сжатый для распыления лакокрасочных материалов» влагосодержание воздуха с давлением 0,6 МПа ограничено значением 1,6 г/м<sup>3</sup>.

К сжатому воздуху для питания пневматических систем и устройств, работающих при давлении до 2,5 МПа, требования к влагосодержанию оговариваются

в ГОСТ 17433-80 «Сжатый воздух. Классы загрязнения». В пересчете на условия  $t_{\text{в}}=20^{\circ}\text{C}$  и  $P_{\text{в}}=0,9$  МПа устанавливается следующее влагосодержание: для классов загрязненности 0 и 1  $d_{\text{в}}\leq 0,156$  г/кг, а для классов 3, 5, 7, 9, 11 и 13  $d_{\text{в}}\leq 0,9$  г/кг. Для остальных классов влагосодержание (точка росы) не регламентируется.

При применении сжатого воздуха в машиностроительной, металлургической и горнодобывающей промышленности важно, чтобы отсутствовала конденсация водяного пара во время транспортировки сжатого воздуха от компрессорной станции до потребляющего оборудования. То есть необходимо, чтобы возможная минимальная температура воздуха в пневмосети всегда была выше точки росы осушенного воздуха.

Считается экономически приемлемой точка росы сжатого воздуха  $2-3^{\circ}\text{C}$  (под рабочим давлением). Именно такая степень осушки принята повсеместно на большинстве предприятий горнодобывающей промышленности, машиностроения и др.

## 2.7. Основные показатели работы (параметры) компрессорных машин

### 2.7.1. Производительность (подача)

Количество газа, подаваемого компрессором в единицу времени, называется производительностью (подачей) компрессора.

Обычно производительность измеряется объемом газа, приведенным к давлению и температуре его во всасывающей патрубке (т.е. практически к атмосферным условиям  $P_{\text{а}}$  и  $T_{\text{а}}$ ). В этом случае она называется *объемной производительностью*  $Q_{\text{в}}$  и измеряется в  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $\text{м}^3/\text{мин}$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Иногда подачу компрессора относят к состоянию газа при каких-либо других условиях. Например, при так называемых нормальных условиях:  $P_0=760$  мм рт. ст. ( $0,1013$  МПа);  $T_0=273,15$  К ( $0^{\circ}\text{C}$ ), тогда подача называется *производительностью при нормальных условиях* ( $\text{нм}^3/\text{мин}$ ).

Вместо объемной подачи на практике часто используется *массовая производительность*  $G_{\text{в}}$ , кг/с, которая связана с объемной подачей  $Q_{\text{в}}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , соотношением:  $G_{\text{в}} = Q_{\text{в}}\rho_{\text{в}}$ , где  $\rho_{\text{в}}$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , – плотность воздуха на всасывании.

### 2.7.2. Удельная работа сжатия (напор)

Удельная работа сжатия (напор) в компрессоре – это работа, сообщенная 1 кг воздуха при сжатии,  $l_{\text{к}}$ , кДж/кг. Процессы сжатия в компрессоре зависят от внешних условий. Различают четыре теоретических процессов сжатия. Отображение процессов сжатия газа от давления  $P_1$  до давления  $P_2$  в  $P,V$ - и  $T,s$ - диаграммах представлено на рис. 2.7.

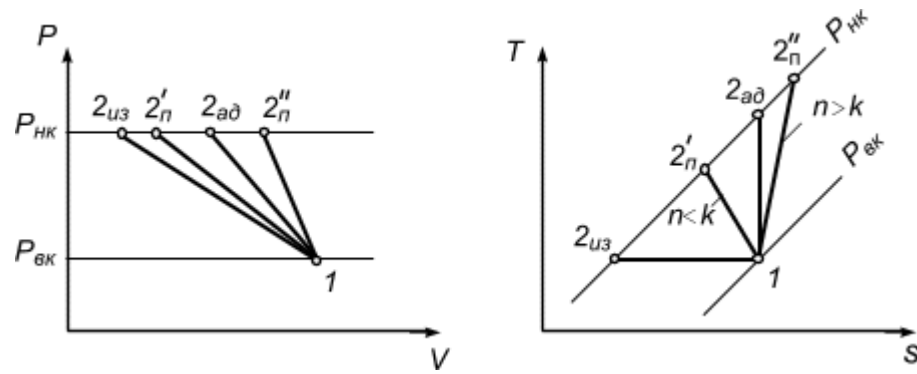


Рис. 2.7. Диаграммы возможных режимов сжатия газов:

1-2<sub>из</sub> – изотермический; 1-2<sub>ад</sub> – адиабатный (изоэнтропный); политропные процессы для неохлаждаемых ( $n > k$ ) – 1-2'<sub>п</sub> и для интенсивно охлаждаемых ( $n < k$ ) компрессоров – 1-2''<sub>п</sub>;  $k$  – показатель адиабаты сжимаемого газа (для воздуха  $k=1,4$ )

Так как значение удельной работы сжатия пропорционально площади соответствующей диаграммы, то очевидно:  $l_{из} < l''_{п} < l_{ад} < l'_{п}$ .

Аналитически эти процессы можно записать так:

$$l_{из} = P_1 V_1 \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right); \quad (2.8)$$

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} R T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2.9)$$

$$l_{п} = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (2.10)$$

где:  $R=0,287 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – газовая постоянная для воздуха;  $k=1,4$  – показатель

адиабаты для воздуха (постоянная величина);  $n$  – показатель политропы сжимаемого газа (переменная величина).

### 2.7.3. Развиваемое давление

Давление, развиваемое компрессором, это энергия, сообщенная 1 м<sup>3</sup> воздуха в процессе сжатия:  $P, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{м}^3} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \text{Па}.$

Развиваемое давление количественно связано с удельной работой сжатия:

$$P_2 - P_1 = l_{кР}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} = \text{Па},$$

но плотность воздуха в этом выражении следует брать при тех же параметрах воздуха, при которых определялись значения объема и массы.

Для характеристики процесса сжатия чаще используется понятие: *степень повышения давления* –  $\varepsilon_{к} = \frac{P_2}{P_1} > 1$ .

#### 2.7.4. Термодинамические КПД компрессора

Обычным энергетическим КПД характеризовать работу компрессора нельзя, так как при сжатии нельзя оценивать приращение энергии только энтальпией. КПД изотермического процесса сжатия (самого экономичного) по этой методике будет равен нулю.

Поэтому совершенство процессов сжатия оценивают при помощи *относительных термодинамических КПД*:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{l_{\text{из}}}{l_i} - \text{изотермический КПД};$$

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{l_{\text{ад}}}{l_i} - \text{изоэнтропный (адиабатный) КПД},$$

где  $l_i$  – удельная внутренняя работа действительного процесса сжатия (без учета механических потерь). Изотермический КПД  $\eta_{\text{из}}$  – применяют для оценки процессов в компрессорах с интенсивным водяным охлаждением. Для такого процесса изотермический процесс является эталонным. Изоэнтропный (адиабатный) КПД  $\eta_{\text{ад}}$  – используют для оценки эффективности процессов сжатия в неохлаждаемых или воздушно-охлаждаемых компрессорах. Для таких компрессоров эталонным является изоэнтропный процесс.

Обычно для поршневых компрессоров в зависимости от интенсивности охлаждения –  $\eta_{\text{из}}=0,65-0,85$ .

Для неохлаждаемых компрессоров: центробежных –  $\eta_{\text{ад}}=0,8-0,9$ ; и осевых –  $\eta_{\text{ад}}=0,85-0,95$ .

#### 2.7.5. Эксергетический КПД

Более полно термодинамическую эффективность оценивает эксергетический КПД компрессорной установки:

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{ку}} = \frac{E_1 + E_{\text{вэр}}}{E_{\text{вх}} + \sum E_{\text{в.э}}}, \quad (2.11)$$

где  $E_1$  – эксергия потока сжатого воздуха на выходе из компрессорной установки, кВт;  $E_{\text{вэр}}$  – эксергия теплоты охлаждающей компрессор воды, если она полезно

использована на производстве, кВт;  $E_{\text{вх}}$  – эксергия подведенной к компрессору энергии (для привода), кВт;  $\sum E_{\text{в.э}}$  – эксергия затрат энергии во вспомогательных элементах КУ (система осушки сжатого воздуха, градирни, циркуляционные насосы и пр.), кВт

Значение полной эксергии сжатого воздуха  $E_1$ , кВт, вычисляется по соотношению

$$E_1 = G_{\text{в}} \cdot e, \quad (2.12)$$

где  $G_{\text{в}}$  – массовая производительность компрессорной установки, кг/с. Удельная эксергия сжатого воздуха  $e$ , кДж/кг, определяется из выражения:

$$e = i - i_{0.c} - T_{0.c}(s - s_{0.c}), \quad (2.13)$$

где  $i$ ,  $s$  – энтальпия и энтропия сжатого воздуха, которые определяются по термодинамическим таблицам или диаграммам [10] при параметрах воздуха на выходе из КУ, кДж/(кг·К);  $i_{0.c}$ ,  $s_{0.c}$  – энтальпия и энтропия воздуха (окружающей среды), которые определяются при давлении и температуре на входе в компрессор, кДж/(кг·К).

### 2.7.6. Мощность компрессора

При известных термодинамических КПД  $\eta_{\text{из}}$  и  $\eta_{\text{ад}}$  легко вычисляется внутренняя работа компрессора  $l_i$ , кДж/кг по известным соотношениям:

$$l_i = \frac{l_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}}} \quad \text{или} \quad l_i = \frac{l_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}}, \quad (2.14)$$

где значения  $l_{\text{из}}$  и  $l_{\text{ад}}$ , кДж/кг, определяются по соотношениям (2.8) и (2.9).

Но кроме внутренних потерь в компрессоре есть еще механические потери, которые оцениваются механическим КПД. Для обычных серийных конструкций можно принимать  $\eta_{\text{м}}=0,96-0,98$ , тогда эффективная работа компрессора  $l_e$ , кДж/кг, находится из соотношений:

$$l_e = \frac{l_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}}\eta_{\text{м}}} \quad \text{или} \quad l_e = \frac{l_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}\eta_{\text{м}}}. \quad (2.15)$$

При известной массовой подаче компрессора  $G_{\text{в}}$ , кг/с, потребляемая мощность  $N_e$ , кВт, составит:

$$N_e = G_{\text{в}} l_e = \frac{G_{\text{в}} l_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}\eta_{\text{м}}} \quad \text{или} \quad N_e = \frac{G_{\text{в}} l_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}}\eta_{\text{м}}}. \quad (2.16)$$

Знание этой мощности позволит определить требуемую мощность привода.

## 2.8. Основные характеристики компрессоров

Основными характеристиками компрессора являются зависимости (графические или аналитические) развиваемого давления (или степени повышения давления), потребляемой мощности и КПД от производительности и частоты вращения ротора:  $P$  или  $\varepsilon_k = f(Q_{\text{вк}}; n)$ .

На характеристики существенное влияние оказывают следующие факторы: род сжимаемого газа и его начальное состояние; условия охлаждения компрессора.

### 2.8.1. Характеристики объемных машин

Для компрессорных машин объемного действия характеристика  $\varepsilon_k = f(Q_{\text{вк}})$  при  $n = \text{const}$  в расчетном диапазоне работы (по давлению нагнетания) представляет собой почти вертикальную линию (см. рис. 2.8).

В поршневых машинах некоторое отклонение характеристик от вертикали объясняется влиянием «мертвого» пространства (объема) цилиндра и, следовательно, уменьшением коэффициента подачи  $\lambda$  с ростом давления нагнетания.

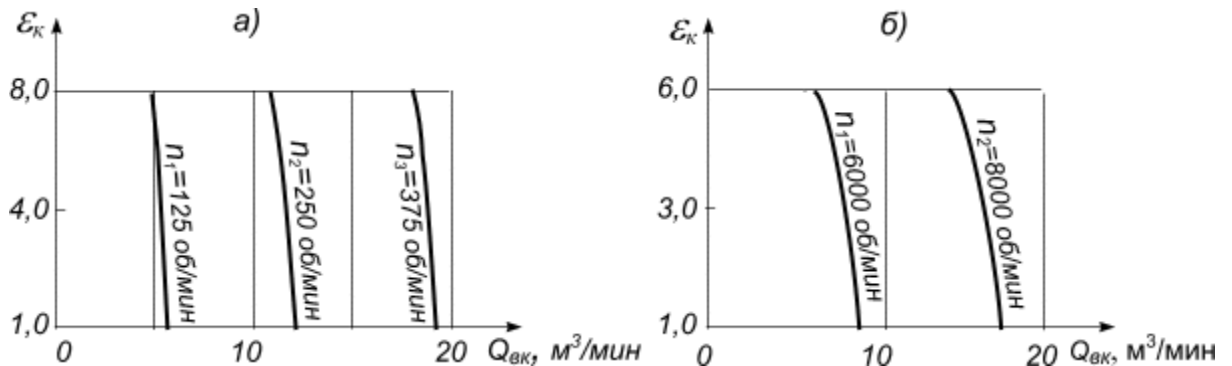


Рис. 2.8. Характеристики объемных машин: а – для поршневого компрессора; б – для роторного компрессора

В роторных (ротационных) нагнетателях это отклонение вызвано увеличением внутренних протечек через зазоры при повышении давления нагнетания.

### 2.8.2. Характеристики турбокомпрессоров

В отличие от объемных машин турбокомпрессоры имеют более сложные наклонные характеристики. В турбомашине зависимости  $P = f(Q_{\text{вк}}; n)$  или

$\varepsilon_k = f(Q_{BK}; n)$  называют газодинамическими характеристиками ТК. Различают теоретические и действительные характеристики ТК.

Теоретические характеристики получают расчетным путем с максимально возможным учетом всех газодинамических потерь в ТК. Например, потери от сил трения, местных сопротивлений, от перетечек через зазоры, от шероховатости, неполноты профиля лопаток, парного вихря, отрывов потока, его турбулизации и т.п. Учесть все эти потери расчетным путем пока не удастся. Поэтому *действительные характеристики ТК* отличаются от теоретических. Их получают опытным путем, испытывая натурные машины или их модели с соблюдением условий подобия. Но внешний вид теоретических характеристик практически не отличается от действительных. Пример таких характеристик приведен на рис. 2.8

Кривые  $P_{HK} = f(Q_{BK})$  для всех чисел оборотов  $n$  имеет точку, в которой давление достигает максимума. С увеличением  $n$  максимум смещается вверх и вправо, образуя семейство характеристик для различных чисел оборотов ( $n_1 < n_2 < n_3$  и т.д.).

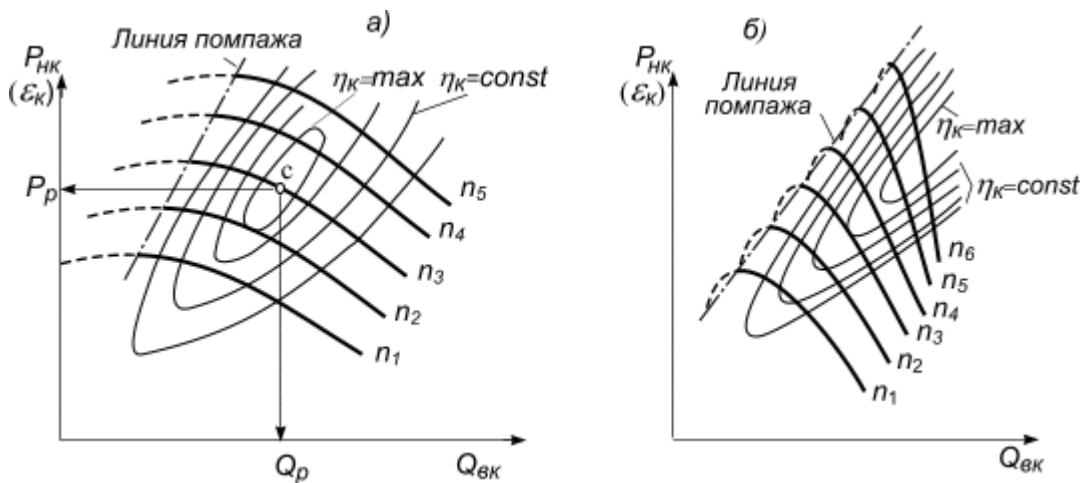


Рис. 2.9. Пример действительных характеристик турбокомпрессоров: а – для центробежного компрессора; б – для осевого компрессора

Если соединить максимумы  $P_{HK}$  линией, то она разделит характеристики на две части. Устойчивая работа возможна только в правой части характеристики благодаря саморегулированию. Поэтому эту линию называют границей устойчивости или *линией помпажа*. Левую часть характеристики обычно на графике не изображают.

На характеристики наносятся линии постоянных значений КПД и линии потребляемой мощности (обычно выше). В таком виде характеристики прикладываются к паспорту компрессора.



По характеристике легко определить расчетный режим работы ТК (расчетную точку). На эти параметры  $P_p$  и  $Q_p$  спроектирована машина и в этом режиме работы она наиболее экономична, так как при этом  $\eta_k = \eta_k^{\max}$ .

Характеристики осевого компрессора отличаются от характеристик ЦБК большей крутизной. В ОК при больших значениях  $n$  характеристики почти вертикальны.

## 2.9. Определение рабочих параметров компрессорных машин по характеристикам

### 2.9.1. Характеристики сети

Компрессор работает на потребителя через сеть. Сетью называют совокупность устройств, предназначенных для транспортирования воздуха или газа.

Каждая сеть характеризуется определенной зависимостью между расходом  $Q_c$  и давлением  $P_c$ , которое необходимо иметь в начале сети для реализации этого расхода. Зависимость  $P_c = f(Q_c)$  называется характеристикой сети и может быть выражена уравнением:

$$P_c = P_k + s \cdot Q_c^2, \quad (2.17)$$

где  $P_k$  – необходимое давление в конце сети (у потребителя с постоянным противодействием);  $s$  – сопротивление коммуникаций сжатого воздуха;  $Q_c$  – объемный расход воздуха.

Зависимость (2.17) представляет собой уравнение параболы, графическое отображение которой представлено на рис. 2.10.

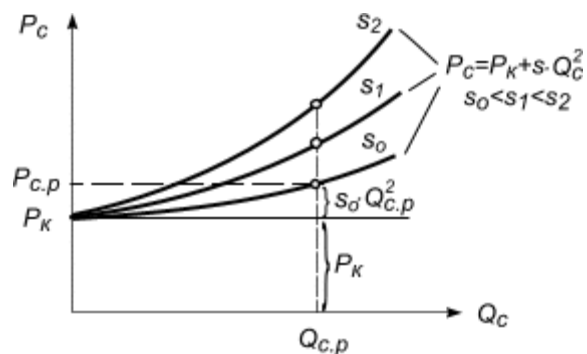


Рис. 2.10. Характеристика сети при различных значениях ее сопротивления:  $s_0 < s_1 < s_2$

Чтобы сеть пропустила расчетный расход  $Q_{c,p}$ , в начале сети с сопротивлением  $s_0$  необходимо создать давление  $P_{c,p}$ . При этом у потребителя (т.е. в конце сети) будет поддерживаться постоянное давление  $P_k$ .

Изменение сопротивления сети (прикрытие задвижек на ней) вызывает изменение характеристики, т.е. изменяется ее крутизна ( $s_0 < s_1 < s_2$ ).

Рабочие параметры любой компрессорной машины определяются точкой пересечения характеристики компрессора с характеристикой сети.

### 2.9.2. Рабочие параметры объемных машин (на примере ПК)

Пример нахождения рабочих параметров поршневого компрессора, работающего на сеть, приведен на рис. 2.11.

Наложим на характеристику компрессора (при  $n_2$ ) характеристику сети с полностью открытой задвижкой и общим сопротивлением  $s_1$  (в одинаковом масштабе по осям диаграммы). Точка пересечения **а** определяет *рабочий режим* системы (рабочая точка). Компрессор в этом режиме развивает давление  $P_a$ , а его производительность равна расходу воздуха через сеть  $Q_a$ .

Прикроем задвижку 3. Сопротивление сети станет  $s_2 > s_1$ . Точка пересечения **б** определяет новый режим. Давление нагнетания вырастет ( $P_б > P_a$ ), а расход воздуха останется практически неизменным ( $Q_б \cong Q_a$ ). То же будет наблюдаться при дальнейшем прикрытии задвижки (см. точку **в**).

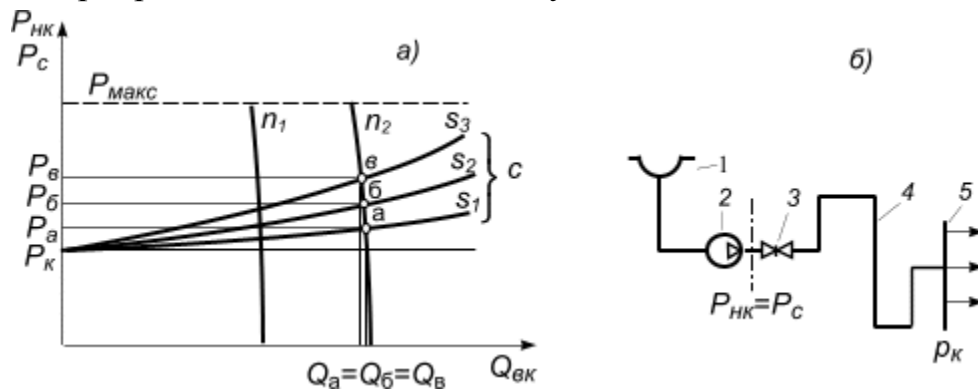


Рис. 2.11. Характеристики поршневого (винтового) компрессора и сети, работающих совместно: а – диаграммы характеристик при различных значениях  $n$  и  $s$ ; б – схема системы: 1 – воздухозабор; 2 – компрессор; 3 – задвижка; 4 – магистраль; 5 – коллектор сжатого воздуха у потребителя

Таким образом, очевидно, что с помощью задвижки на линии нагнетания невозможно регулирование производительности поршневого компрессора. С ростом сопротивления сети увеличиваются степень повышения давления в компрессоре и потребляемая мощность, но вся дополнительно затрачиваемая мощность будет срабатываться на дросселе (задвижке).

### 2.9.3. Рабочие параметры турбокомпрессоров. Помпаж

Методика определения рабочих параметров ТК представлена на рис. 2.12.

Известны характеристика компрессора (при  $n = \text{const}$ ) и характеристика сети с открытой задвижкой на нагнетании (с сопротивлением  $s_1$ ).

На характеристику ТК наложим характеристику сети. Точка пересечения

характеристик (точка **a**) определяет рабочий режим системы. Координаты этой точки и есть рабочие параметры компрессора –  $P_a$  и  $Q_a$ .

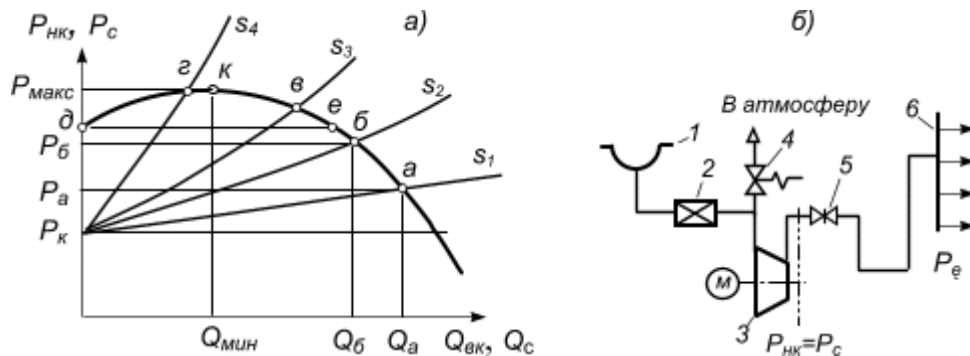


Рис. 2.12. Характеристики турбокомпрессора и сети работающих совместно: а – диаграммы характеристик ТК и сети; б – схема системы воздухообеспечения:

1 – воздухозабор; 2 – дроссельная заслонка на всасывании; 3 – турбокомпрессор; 4 – автоматический противопомпажный клапан; 5 – задвижка на нагнетании; б – коллектор сжатого воздуха у потребителя

При правильном выборе компрессора под заданную сеть точка **a** должна совпадать или быть вблизи расчетной точки. В таком случае  $Q_a = Q_{рас}$  и  $\eta_k = \eta_k^{макс}$ .

Если начать прикрывать задвижку 5, то сопротивление сети начнет возрастать ( $s_1 < s_2 < s_3$ ) и рабочая точка начнет перемещаться по характеристике ТК влево. При этом производительность компрессора будет снижаться ( $Q_a > Q_б > Q_в$  и т.д.), а развиваемое давление будет расти ( $P_a < P_б < P_в$  и т.д.).

В какой-то момент рабочая точка достигнет критической (точка **к**), в которой давление достигает максимума  $P_{макс}$ , а производительность минимума  $Q_{мин}$ . При дальнейшем увеличении  $s$  наступает *помпажный режим*. Он заключается в следующем.

В какой-то момент рабочая точка достигнет критической (точка **к**), в которой давление достигает максимума  $P_{макс}$ , а производительность минимума  $Q_{мин}$ . При дальнейшем увеличении  $s$  наступает *помпажный режим*. Он заключается в следующем.

Если еще увеличить сопротивление сети (например,  $s_4$ ), характеристика сети пройдет левее критической точки **к** (рабочая точка **г**). Компрессор начнет развивать давление меньше, чем установилось ранее в сети, т.е.  $P_г < P_к$ . Воздух перестанет поступать из компрессора в сеть, так как не сможет преодолеть противодействия. В результате расход упадет до нуля, т.е. рабочая точка переместится в положение **д**. Это так называемый холостой ход,  $P_д$  – давление холостого хода.

Через некоторое время давление в сети упадет из-за потребления воздуха и оно станет меньше, чем  $P_д$ . Компрессор возобновит подачу с этим давлением. Ра-

бочая точка переместится в положение  $e$  на характеристике ТК. Поскольку сеть не способна пропустить расход  $Q_e$  при давлении  $P_e$  на входе, то рабочая точка начнет быстро перемещаться влево, достигнет положения  $г$  и все повторяется.

Появляется пульсационный режим подачи. Амплитуда и частота пульсаций будет зависеть от величины развиваемого давления и аккумулирующей способности сети.

Это явление называется *помпажом*. Такой режим работы может за несколько секунд разрушить компрессор и поэтому *недопустим*. Для его предотвращения устанавливают специальный автоматический противопомпажный клапан, который в нужный момент открывается и выпускает излишки воздуха из сети.

## 2.10. Регулирование работы компрессорных установок

### 2.10.1. Общие сведения

Расход сжатого воздуха определяется работой потребителей и не зависит от производительности компрессоров.

Основной задачей регулирования является обеспечение требуемого потребителем режима, как по количеству подаваемого воздуха, так и по давлению.

В зависимости от требований потребителей возможны разные законы регулирования:

- а)  $G=\text{const}$  и  $P=\text{var}$  (доменные печи);
- б)  $P=\text{const}$  и  $G=\text{var}$  (заводские сети);
- в)  $P=\text{var}$  и  $G=\text{var}$  (специфические условия).

В любом случае регулирование желательно осуществлять наиболее экономичным способом.

Регулирование на *постоянное давление* при переменном расходе возможно осуществлять двояко:

- а) отключением отдельных компрессоров на станции;
- б) регулированием производительности отдельных компрессоров станции в соответствии с изменением расхода.

Часто сочетают оба способа. Рассмотрим способы регулирования производительности отдельных компрессоров.

Все существующие способы регулирования можно поделить на способы, вызывающие изменение характеристик нагнетателя, и способы, вызывающие изменение характеристики сети.

### 2.10.2. Регулирование поршневых компрессоров

Ввиду вертикальности характеристик компрессоров объемного типа регу-

лирование производительности изменением характеристик сети не имеет смысла. Поэтому такие способы регулирования для поршневых и винтовых компрессоров не используются на практике. Примером такого регулирования является выпуск излишков воздуха через предохранительный клапан.

Это наиболее простой способ регулирования, но ввиду явной экономической нецелесообразности он совершенно неприемлем. Допускается лишь как способ защиты от повышения давления сверх допустимого.

### **Регулирование изменением частоты вращения коленчатого вала компрессора**

Такое регулирование изменяет характеристику компрессора. Это наиболее экономичный способ регулирования.

Для поршневого компрессора производительность  $Q_{\text{вк}}$ , м<sup>3</sup>/с, прямо пропорциональна частоте вращения коленчатого вала:

$$Q_{\text{вк}} = \lambda V_p n, \quad (2.18)$$

где  $\lambda$  – коэффициент подачи;  $V_p$  – рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>;  $n$  – число рабочих ходов поршня, 1/с.

При этом развиваемое давление будет точно соответствовать сопротивлению сети, и потребляемая электрическая мощность будет минимальной.

Однако такой способ регулирования требует привода с плавным изменением числа оборотов. Такими приводами могут быть двигатели внутреннего сгорания (ДВС), паровая машина, турбины (паровые или газовые), электродвигатели постоянного тока. В настоящее время для привода стационарных ПК эти двигатели не применяются по экономическим и другим соображениям.

В последнее время все шире начинает внедряться тиристорное управление синхронными и асинхронными электродвигателями переменного тока. При соответствующем экономическом обосновании такой способ регулирования может быть использован в перспективе и для привода стационарных ПК.

При приводе ПК синхронными и асинхронными электродвигателями ( $n=\text{const}$ ) применяют следующие методы регулирования.

### **Полный или частичный отжим всасывающих клапанов**

При превышении заданного давления автоматически отжимаются всасывающие клапаны. В результате сжатие и подача всасываемого воздуха становятся невозможными. Компрессор переключается на холостой ход.

Устройство отжима используется для разгрузки компрессора при пуске и останове. Довольно широко этот метод регулирования используется в компрессорах холодильных машин.

Этот метод регулирования, как и метод отключения машин, тоже ступенчатый. Число ступеней регулирования будет зависеть от числа цилиндров первой ступени сжатия в компрессоре.

### **Регулирование присоединением к цилиндру дополнительного объема**

С помощью специального клапана к цилиндру присоединяется дополнительный объем. Вследствие этого увеличивается вредное пространство, что уменьшает объемный коэффициент компрессора  $\lambda$  (см. формулу (2.18)) и, как следствие, его производительность.

### **Регулирование дросселированием на всасывании**

Дросселирование на всасывании приводит к изменению индикаторной диаграммы и уменьшению массовой подачи компрессора. В воздушных ПК этот метод не применяется из-за неэкономичности. Применяют в холодильных машинах.

Таким образом, на станциях с поршневыми компрессорами регулирование обычно *ступенчатое*, с тем или иным числом ступеней регулирования.

## **2.10.3. Регулирование турбокомпрессоров**

В отличие от поршневых компрессоров, параметры воздуха за ТК зависят от работы сети. Это объясняется наклонным характером характеристик турбокомпрессоров.

Положение рабочей точки будет зависеть от пропускной способности сети. Поэтому в ТК регулирование можно осуществить как изменением характеристик сети, так и характеристик нагнетателя.

### **Регулирование изменением частоты вращения ротора**

Для ТК изменение числа оборотов ротора обуславливает появление новых характеристических кривых в осях  $P_{нк}-Q_{вк}$ .

Как уже указывалось  $l_k \sim n^2$ , а  $Q_{вк} \sim n$ .

В поле устойчивой работы ТК изменением  $n$  можно получить любое значение производительности.

При удачном сочетании характеристик сети и компрессора изменение числа оборотов ротора ТКУ перемещает рабочую точку практически по полю максимальных значений КПД турбокомпрессора. В этом случае развиваемое давление, а также затрачиваемая мощность будут точно соответствовать необходимому уровню (то есть ровно столько, сколько необходимо для преодоления сопротивления сети).

Поэтому этот способ регулирования ТК является самым экономичным. Он находит широкое применение в тех случаях, когда вопросы экономичности имеют первостепенное значение. Но нужен привод с экономичным регулированием частоты вращения.

Хорошо соответствуют этому требованию паро- и газотурбинный привод и электродвигатели постоянного тока.

В случае использования электродвигателей переменного тока (синхронные и асинхронные) применяют следующие способы регулирования.

### **Регулирование ТК дросселированием на всасывании**

Схема регулирования выглядит следующим образом. На входе в ТК устанавливается поворотная дроссельная заслонка.

При повороте дроссельной заслонки на угол  $\varphi$  от ее начального (открытого) положения  $\varphi_0$  происходит дросселирование потока на входе в рабочее колесо. При этом снижается давление ( $P_{\text{вк}} < P_a$ ), а температура практически не изменяется ( $T_{\text{вк}} = T_a$ ).

Таким образом, при неизменной объемной производительности  $Q_{\text{вк}}$  и  $n = \text{const}$  в соответствии со свойствами ТК при дросселировании на входе остаются неизменными напор  $l_k$  и степень повышения давления  $\varepsilon_k$ .

Поскольку  $\varepsilon_k = \frac{P_{\text{нк}}}{P_{\text{вк}}} = \text{const}$ , а  $P_{\text{нк}} = P_{\text{вк}} \varepsilon_k$ , то при изменении положения заслонки на всасывании меняется соответственно и давление  $P_{\text{нк}}$ .

Этот способ регулирования приводит к изменению характеристики компрессора, увеличивает область устойчивой работы ТК и является довольно экономичным. Расход электроэнергии при регулировании дросселированием на всасывании всего на 10-15 % выше, чем при регулировании частотой вращения ротора.

Этот способ регулирования приводит к изменению характеристики компрессора, увеличивает область устойчивой работы ТК и является довольно экономичным. Расход электроэнергии при регулировании дросселированием на всасывании всего на 10-15 % выше, чем при регулировании частотой вращения ротора.

### **Регулирование дросселированием на нагнетании**

При этом способе регулирования изменяется характеристика сети, а характеристика нагнетателя остается неизменной.

Это наиболее простой, но очень неэкономичный способ регулирования. По сравнению с регулированием частотой вращения расход электрической энергии увеличивается на 30 %. Тем не менее, он довольно широко используется на практике для регулирования ЦБК и ОК.

Этот метод регулирования не позволяет получить расход меньше  $Q_{\text{min}}$ , иначе наступит помпажный режим.

### **Регулирование поворотом входных направляющих лопаток**

Этот способ регулирования изменяет характеристику турбокомпрессора. Удельная работа сжатия  $l_T$ , Дж/кг, согласно уравнению Эйлера может определяться выражением:

$$l_T = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1. \quad (2.19)$$

При отсутствии направляющих лопаток на входе в рабочее колесо ТК воздушный поток в силу малой вязкости газа будет практически без закрутки, то есть  $u_1c_{1u} \cong 0$ .

Если установить входной регулирующий (направляющий) аппарат (ВРА или ВНА), то воздушный поток можно будет поворачивать, как в сторону вращения рабочего колеса, так и навстречу ему. Тогда уже  $c_{1u}u_1 \neq 0$ , а

$$l_T = u_2c_{2u} \pm u_1c_{1u}. \quad (2.20)$$

Так как развиваемое давление пропорционально напору, т.е.  $P_{HK} = \frac{l_T}{\rho}$ , то поворотом лопаток ВРА можно регулировать работу ТКУ.

Способ регулирования достаточно экономичный. Он на 15-20 % экономичней регулирования дросселированием на нагнетании и позволяет изменять производительность компрессора до 40-45 % от  $Q_{ном}$ .

Он широко используется в крупных вентиляторах и осевых компрессорах, реже в воздушных центробежных компрессорах из-за конструктивной сложности.

Такое регулирование применяется практически во всех ЦБК турбокомпрессорных холодильных машин.

### **Регулирование поворотом лопаток диффузора**

Используется в крупных центробежных компрессорах в сочетании с регулированием изменением частотой вращения ( $n=var$ ).

Поворот лопаток обеспечивает безударный вход потока в диффузор при любых треугольниках скоростей. Это позволяет сохранять высокий КПД и осуществлять дросселирование потока на нагнетании одновременно. При этом увеличивается область устойчивой работы компрессора.

Этот способ регулирования позволяет снижать производительность ТК от  $Q_{ном}$  до 5-10 %  $Q_{ном}$ . В компрессорах, работающих с  $n=const$ , практически не применяют.

## **2.11. Приводы компрессоров**

Привод – это комплекс двигателя с передачей.

Компрессоры могут приводиться в действие различными двигателями и с помощью различных передач. Это может быть муфта, редуктор, ременная переда-



ча, вариатор, гидромуфта и т.п.

Правильный выбор привода может быть осуществлен только на основании технико-экономического сравнения вариантов с учетом преимуществ и недостатков.

### 2.11.1. Привод поршневых компрессоров

Для привода ПК могут применяться электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и паровые машины.

*Двигатели внутреннего сгорания* в стационарных компрессорных установках применяют редко. Их используют только там, где имеется достаточно большой избыток топлива (газ, жидкое топливо). Они удобны в работе, регулировании, но требуют дорогого топлива, для которого нужны хранилища, дополнительное вспомогательное оборудование и т.д. Таким образом, эксплуатация получается дорогая. В настоящее время ДВС применяют для передвижных компрессорных установок.

На газовых и нефтяных месторождениях широко применяются компрессоры со свободно движущимися поршнями. В них энергия сжатия получается за счет сжигания топлива (жидкого, газового) в цилиндрах. Передача этой энергии поршням компрессора происходит непосредственно. Рабочий процесс такого привода осуществляется по циклу Дизеля, но нужен синхронизирующий механизм для совместной работы поршней. Принципиальная схема такого компрессора приведена на рис. 1.12.

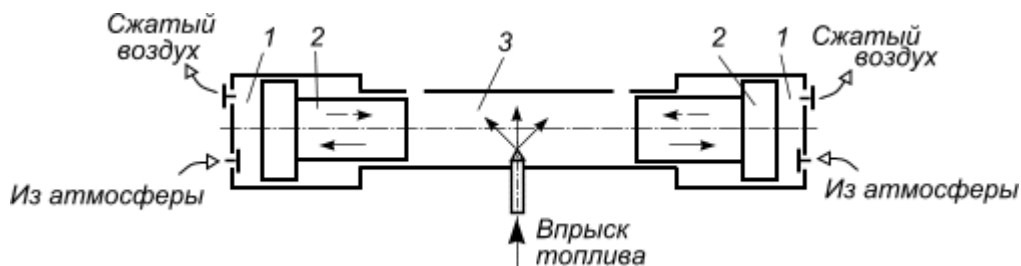


Рис. 2.12. Схема компрессора со свободно движущимися поршнями:

1 – цилиндры компрессора; 2 – ступенчатые поршни; 3 – цилиндр двухтактного двигателя с продувочными окнами и форсункой

Применение *паровых машин* возможно в ближайшем будущем. Паровые машины нового поколения достаточно экономичны, удобны в регулировании. В настоящее время пока не нашли распространения.

*Электродвигатели переменного тока* – это наиболее распространенный привод ПК. Это синхронные и асинхронные электродвигатели 3-фазного переменного тока на напряжение 380 и 6000 В. Выбор напряжения определяет мощ-

ность двигателя. Обычно электродвигатели на 6000 В применяют при их мощности более 200 кВт.

Если позволяет быстроходность компрессора, то двигатель присоединяют к нему непосредственно через муфту. В более редких случаях – через редуктор или ременную передачу.

Необходимо учитывать, что асинхронный электродвигатель имеет большой пусковой момент, а у синхронного он составляет менее 50 % от рабочего. В таком случае компрессор нуждается в разгрузке при пуске.

Синхронный электродвигатель имеет большой КПД, улучшает  $\cos \varphi$  системы электроснабжения предприятия. Он менее подвержен короткому замыканию благодаря большому зазору между статором и ротором и поэтому находит широкое применение.

Недостатком электропривода является сложность и неэкономичность регулирования производительности компрессора.

### **2.11.2. Привод турбокомпрессоров**

Для привода ТК можно применять электродвигатели, паровые и газовые турбины.

Турбокомпрессоры небольшой производительности (1000 м<sup>3</sup>/мин и ниже) обычно проектируют на повышенную частоту вращения (4000 – 8000 об/мин и более). Это улучшает габаритно-массовые показатели и повышает КПД компрессора. При турбинном приводе увеличение числа оборотов не вызывает затруднений, но при электроприводе (при  $n > 3000$  об/мин) необходим редуктор. Такие редукторы с мощностью до 12 МВт и с КПД, равном 0,98 – 0,99, серийно выпускаются отечественной промышленностью и, как правило, поставляются в составе компрессорной установки.

Неоспоримое преимущество в настоящее время электропривод имеет при мощности ТК до 6000 кВт благодаря дешевому обслуживанию. Но такой привод из-за невозможности экономичного регулирования частоты вращения вызывает перерасход электроэнергии на 10 – 20 % и более, по сравнению с приводом  $n = \text{var}$ .

Поэтому при выборе привода ТК с мощностью от 6000 до 12000 кВт необходимо проводить технико-экономическое сравнение вариантов с учетом всех местных факторов и конкретных условий.

Для ТК с мощностью больше 12000 кВт, как правило, устанавливают паровые или газотурбинный привод.

Желательно, чтобы турбинный привод позволял менять частоту вращения на 15 % выше и на 30 % ниже номинального значения без существенного снижения КПД и потери устойчивости.

Поэтому для привода ТК нельзя применять обычные генераторные паротурбинные установки (ПТУ), так как они рассчитаны на работу при постоянных числах оборотов (1500, 3000 об/мин). Применяют специальные приводные ПТУ, рассчитанные на переменный режим работы и обладающие пологой зависимостью КПД от частоты вращения.

Мощность электродвигателя  $N_{дв}$ , кВт, для привода оценивается следующим образом:

$$N_{дв} = k \frac{G_k l_k}{\eta_{об} \eta_{п} \eta_{дв}}, \quad (2.21)$$

где  $l_k = \frac{l_{ад}}{\eta_{ад}}$  или  $l_k = \frac{l_{из}}{\eta_{из}}$  – внутренняя удельная работа компрессора, Дж/кг.

Можно принимать ориентировочно:

$\eta_{из}^{ПК} = 0,75 - 0,85$  – изотермический КПД поршневого компрессора;

$\eta_{из}^{ТК} = 0,5 - 0,7$  – изотермический КПД турбокомпрессора;

$\eta_{об}^{ПК} = \eta_{мех} = 0,79 - 0,88$  – общий КПД поршневой компрессорной машины;

$\eta_{об}^{ТК} = 0,7 - 0,75$  – общий КПД, учитывает гидравлические и механические потери в турбокомпрессоре;

$k = 1,15 - 1,2$  – коэффициент запаса, учитывающий случайные перегрузки.

В настоящее время все шире внедряется частотное регулирование синхронных и асинхронных электродвигателей. Именно этот вид регулирования является самым перспективным.

## 2.12. Вспомогательное оборудование компрессорных станций

Дополнительное оборудование предназначено для обеспечения подачи потребителям сжатого воздуха заданных параметров, экономичной, надежной и длительной работы КС.

В состав вспомогательного оборудования входят:

1. Устройства для очистки всасываемого воздуха от пыли и капельной влаги. Это воздухозаборники, влаго- и пылеулавливающие камеры, камеры фильтров (фильтр-камеры), фильтры.

2. Устройства для очистки и осушки нагнетаемого воздуха. Это влаго- и влагомаслоотделители, системы осушки.

3. Устройства для охлаждения сжатого воздуха. Это межступенчатые и конечные холодильники.

4. Сосуды для выравнивания пульсаций давления в сети и аккумуляирования воздуха – воздухоотборники (ресиверы).

5. Системы автоматического регулирования и управления работой КУ (системы КИП и А).

### 2.12.1. Загрязнения атмосферного воздуха

Опыт показывает, что повышение надежности и долговечности работы оборудования систем воздухообеспечения невозможно без качественной очистки воздуха от загрязнений. Значительный технико-экономический эффект достигается за счет сокращения аварий и простоев и более надежной и долговременной работы пневматического оборудования.

Загрязнения воздуха можно разделить на три группы:

1. Загрязнения в виде влаги (вода, масло, кислоты, щелочи).
2. Твердые загрязнения.
3. Газообразные загрязнения.

*Масло* попадает в воздух при сжатии его в поршневых и винтовых компрессорах.

*Кислоты и щелочи* образуются в воздухе при контакте засасываемых газообразных окислов серы, хлора и т.п. с парами воды. Это главным образом двуокиси серы  $SO_2$  и углерода  $CO_2$ .

*Влага* попадает в компрессор с всасываемым воздухом. Содержание паров воды в воздухе зависит от его температуры, давления и относительной влажности.

Твердые загрязнения воздуха можно разделить на 3 группы:

1. Загрязнения металлического происхождения – стружка, окалина, ржавчина.
2. Неорганические примеси – песок, абразивы, производственная пыль, притирочные составы и т.п.
3. Примеси органического происхождения – органическая пыль, частицы резины, волокнистые материалы, краски, лаки, смолы, нагар, сажа и др.

Наиболее устойчивые концентрации пыли создают частицы размером 0,5-2,0 мкм. Частицы крупнее 10,0 мкм оседают быстро и являются временными загрязнениями (выбросы котельных, ТЭЦ, продукты ветровой эрозии).

Содержание пыли в атмосферном воздухе бывает от 1 до 500 мг/м<sup>3</sup>. Условно пылесодержание  $s$ , мг/м<sup>3</sup>, классифицируют так:

- $s < 50$  – малое пылесодержание;
- $s < 500$  – среднее;
- $s > 500$  – большое пылесодержание.

### 2.12.2. Способы очистки воздуха и классификация воздухоочистительных устройств

В настоящее время существует 16 классов, регламентирующих требования к чистоте сжатого воздуха на предприятиях [1]. Для упрощения можно условно определить три вида очистки воздуха от твердых загрязнений:

- 1) грубая очистка – улавливается крупная пыль с размерами (диаметром) свыше 100 мкм;
- 2) средняя очистка – улавливается пыль с размерами свыше 10 мкм;
- 3) тонкая очистка – до полной очистки воздуха от пыли.

Для очистки от твердых загрязнений и капельной влаги применяются два способа:

- использование силовых полей (гравитационное, инерционное и электростатическое);
- пропуск воздуха через пористую перегородку (фильтрация).

Обычно используется комбинация этих способов очистки в специальных устройствах.

Очистка воздуха в таких устройствах осуществляется *двухступенчато*. В первой ступени, как правило, крупные частицы отделяются силами инерции и гравитации, во второй – осуществляется фильтрация мелких частиц.

Способ очистки воздуха от механических примесей в пылеулавливающих камерах и фильтрах без применения специальных увлажняющих рабочую поверхность фильтра веществ (обычно масел) относят к *сухому способу* очистки.

Для повышения эффективности улавливания механических частиц часто поверхность фильтрующих элементов смачивается малоиспаряющимися вязкими жидкостями – такой способ фильтрации называют *мокрым*.

Для уменьшения загрязнения воздуха и снижения потерь в процессе сжатия при заборе его из атмосферы необходимо выполнять определенные условия:

1. Забор осуществлять вне помещений из затененных, наиболее чистых мест, на высоте не менее 4 м от поверхности земли или крыши. Место забора защищается козырьком (навесом), сетками от попадания осадков и посторонних предметов.

В виде исключения для компрессоров с  $Q < 3 \text{ м}^3/\text{мин}$  и с разрешения пожарной инспекции возможен забор воздуха из помещения.

2. Стараться, чтобы заборное устройство находилось не далее 10-12 м от всасывающего патрубка компрессора.

3. Воздух должен проходить через устройство для очистки от пыли и влаги.

Устройства грубой очистки воздуха обычно komponуются вместе с фильтрами в единую фильтр-камеру. Фильтр-камера представляет собой железобетон-

ное помещение, включающее в себя воздухоприемник в виде раструба или окна с жалюзи, пылевой или пылесадочной камеры и фильтра. Фильтр-камера может размещаться в здании компрессорной станции или в отдельном сооружении, пристроенном к нему. Делают их на несколько компрессоров сразу, но бывают и индивидуальные.

Камеры просты по устройству. Они характеризуются малым сопротивлением (5 мм вод. ст.). Улавливают грубую пыль (свыше 10 мкм) и этим разгружают фильтры.

Циклонные и инерционные жалюзийные пылеотделители компактны по размерам, дают сравнительно хорошую очистку (до 60-70 %), но создают значительное сопротивление (до 40 мм вод. ст.). Из-за этого применяются лишь в особых случаях.

Фильтры подразделяются на смоченные пористые, сухие пористые и электрические.

По типу материала, используемому в качестве фильтрующего элемента, фильтры подразделяются на волокнистые, сетчатые, металлические, губчатые.

По исполнению фильтры подразделяются на рулонные, ячеюковые, самоочищающиеся. Более подробное описание конструкций фильтров и их характеристик приведено в [1].

Очистка воздуха от газообразных загрязнений (СО, СО<sub>2</sub> и др.) предусматривается при подаче воздуха на воздухоразделительные установки. Применяют физические методы очистки (вымораживание и адсорбция в регенераторах и теплообменниках) и химические (в скрубберах и декарбонизаторах).

### 2.12.3. Основные показатели воздушных фильтров

Важнейшими показателями воздушных фильтров являются их эффективность, пылеемкость и сопротивление.

*Пылеемкость* – это количество пыли, которое фильтр может поглотить в течение непрерывной работы при увеличении гидравлического сопротивления на заданную величину. Обычно – при увеличении сопротивления примерно в три раза (против первоначального значения).

Под *эффективностью* фильтра подразумевается его способность улавливать частицы механических примесей. Эффективность фильтра оценивается коэффициентом очистки (КПД фильтра):

$$\eta = \frac{\xi_1 - \xi_2}{\xi_1} 100\%, \quad (2.22)$$

где  $\xi_1$  и  $\xi_2$  – количество пыли в воздухе до и после фильтра.

Эффективность фильтров зависит как от конструкции, так и от условий, в которых они эксплуатируются. Большое влияние на эффективность фильтра оказывает дисперсность улавливаемой пыли.

*Гидравлическое сопротивление* фильтра растет в течение всего времени фильтрации по мере накопления пыли в фильтрующем слое. Это сопротивление оказывает значительное влияние на экономичность работы компрессора. Каждые дополнительные 10 мм вод. ст. потерь давления в фильтре снижают производительность компрессора на 0,1 %.

## **2.13. Осушка сжатого воздуха**

### **2.13.1. Способы осушки воздуха**

Большая степень обезвоживания по сравнению с исходной называется осушкой воздуха.

Осушка сжатого воздуха может осуществляться несколькими способами:

- 1) поглощением водяного пара гигроскопическими веществами;
- 2) охлаждением воздуха в холодильной системе до заданной температуры (обычно 3 – 4 °С);
- 3) вымораживанием влаги в блоках аммиачного охлаждения;
- 4) адсорбцией влаги при прокачке воздуха через поглотители-адсорбенты (реже абсорбенты);
- 5) комбинацией осушки охлаждением воздуха с последующей адсорбцией оставшегося водяного пара.

Выбор способа осушки определяется технологическими требованиями потребителей сжатого воздуха к величине влагосодержания.

Наиболее распространены в промышленности 2-й и 4-й способы. Каждый из этих методов имеет свои достоинства и недостатки и соответственно с этим свою область применения. Так, 2-й способ применяется в системах воздухоснабжения общепромышленного назначения. При подготовке воздуха для систем управления и регулирования технологических процессов на взрывоопасных производствах применяют 4-й и 5-й способы. На воздухоразделительных станциях используют 3-й и 4-й способы.

Осушка атмосферного воздуха до умеренной относительной влажности относится к области *кондиционирования* воздуха и здесь не рассматривается.

### **2.13.2. Установки для осушки воздуха охлаждением**

Первой ступенью осушки воздуха следует считать концевой холодильный компрессорной установки (ВОК). В концевом холодильнике воздух охлаждается обычно до 40 – 50 °С. При таких температурах в большинстве случаев выпадения влаги из воздуха не происходит.

Таким образом, ВОК осушает воздух только в кратковременный летний период. Стабильную и надежную осушку воздуха можно осуществить с помощью холодильной машины.

Принципиальная схема такой воздухоосушительной установки приведена на рис. 2.13.

Работает установка следующим образом. Теплый влажный воздух из концевого холодильника поступает в РТО, где он охлаждается и частично осушается встречным холодным воздухом.

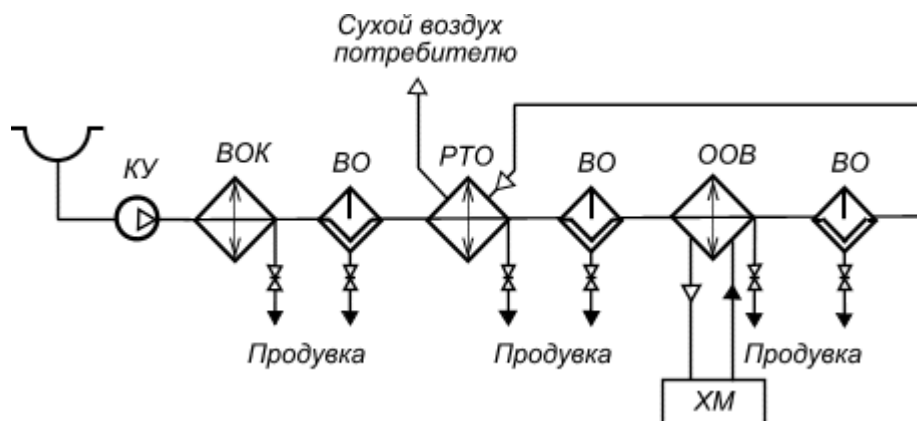


Рис. 2.13. Схема осушки сжатого воздуха охлаждением:

КУ – компрессорная установка; ВОК – воздухоохладитель концевой (концевой холодильник); ВО – влагоотделитель; РТО – регенеративный теплообменник; ООВ – охладитель-осушитель воздуха; ХМ – холодильная машина

Сконденсировавшаяся капельная влага отделяется во влагоотделителе (ВО). Окончательная осушка воздуха происходит в охладителе-осушителе, в трубное пространство которого подается либо хладагент, либо хладноситель от холодильной машины. Сухой холодный воздух после ВО поступает в РТО, где нагревается до температуры потребления.

Применение регенеративного теплообменника позволяет снизить холодопроизводительность холодильной машины на 40-50 %.

В серийных воздухоосушительных установках, которыми комплектуются воздушные турбокомпрессорные машины К-250 и К-500, воздух охлаждают до 3 – 5 °С. Это соответствует влагосодержанию  $d = 0,65 - 0,7$  г/кг (при атмосферном давлении это соответствует точке росы приблизительно -20 °С). Более низкие температуры охлаждения приводят к обмерзанию теплообменных поверхностей. Это приводит к затруднениям в эксплуатации, так как необходимо предусмотреть периодическое оттаивание теплообменников.

Более подробное описание серийных воздухоосушительных установок можно найти в [1] и [6].



В КГЭУ на кафедре промышленной теплоэнергетики разработан экономный способ осушки воздуха с рекуперацией холода намерзшей ледяной шубы в охладителях-осушителях [7]. Схема установки, реализующей такой способ, приведена на рис. 2.14.

Установка состоит из контура осушаемого воздуха и холодильной машины. Контур осушаемого воздуха содержит рекуперативный теплообменник (РТО), влагоотделитель (ВО), переключатель потока (ПП), последовательно подключенные воздухоохладители (ООВ1 и ООВ2) и сепаратор (С).

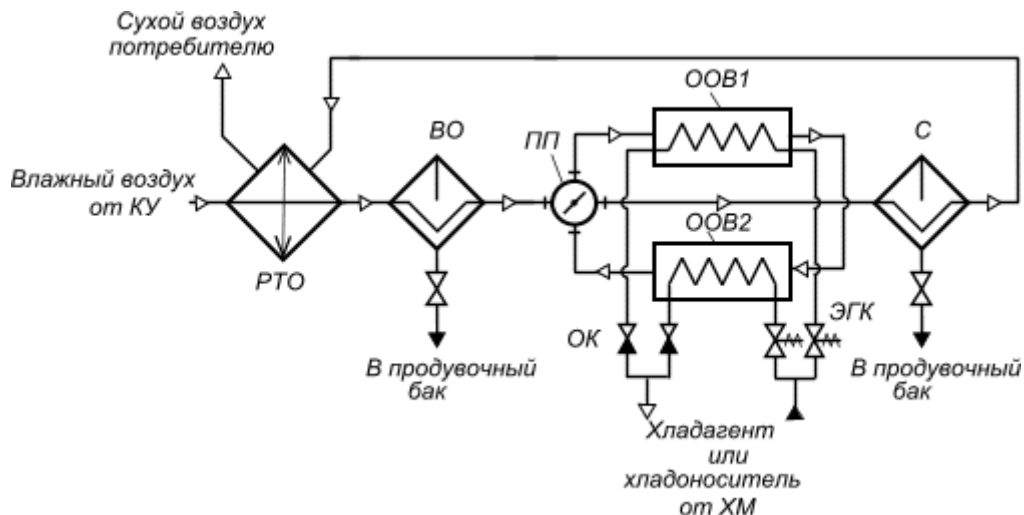


Рис. 2.14. Схема осушки воздуха с рекуперацией холода льдообразования: РТО – рекуперативный теплообменник (воздух-воздух); ВО – влагоотделитель; ПП – переключатель потока воздуха; ООВ – охладитель-осушитель воздуха; С – сепаратор; ЭГК – электрогидроклапан; ОК – обратный клапан

Влажный теплый воздух поступает в РТО, где охлаждается обратным потоком сухого холодного воздуха. После РТО осушаемый воздух поступает во влагоотделитель ВО, в котором происходит отделение капельной влаги, и, пройдя переключатель потока воздуха (ПП), он направляется в воздухоохладитель ООВ1. В ООВ1 воздух охлаждается и частично осушается в результате таяния ледяной шубы, образовавшейся на теплообменной поверхности аппарата в предыдущем цикле. При этом охлаждающая среда (хладагент или хладоноситель) в ООВ1 не подается. Из ООВ1 воздух поступает в ООВ2, где окончательно охлаждается до заданной точки росы за счет подаваемой в аппарат охлаждающей среды.

Осушенный воздух из ООВ2, пройдя переключатель потока и сепаратор С, где улавливается капельная влага и снежная пыль, поступает в РТО. Здесь он нагревается до заданной температуры и подается потребителю.

При достижении заданного значения перепада давления на ООВ1 происходит автоматическое переключение потоков воздуха в ПП (поворотом заслонки на 90°) и охлаждающей среды в ЭГК. Рабочий процесс повторяется, но воздух поступает уже с ООВ2 в ООВ1.

Значение точки росы осушенного воздуха должно быть обосновано технико-экономическим расчетом.

### 2.13.3. Адсорбционный способ осушки

Схема блока адсорбционной осушки воздуха приведена на рис. 2.15 .

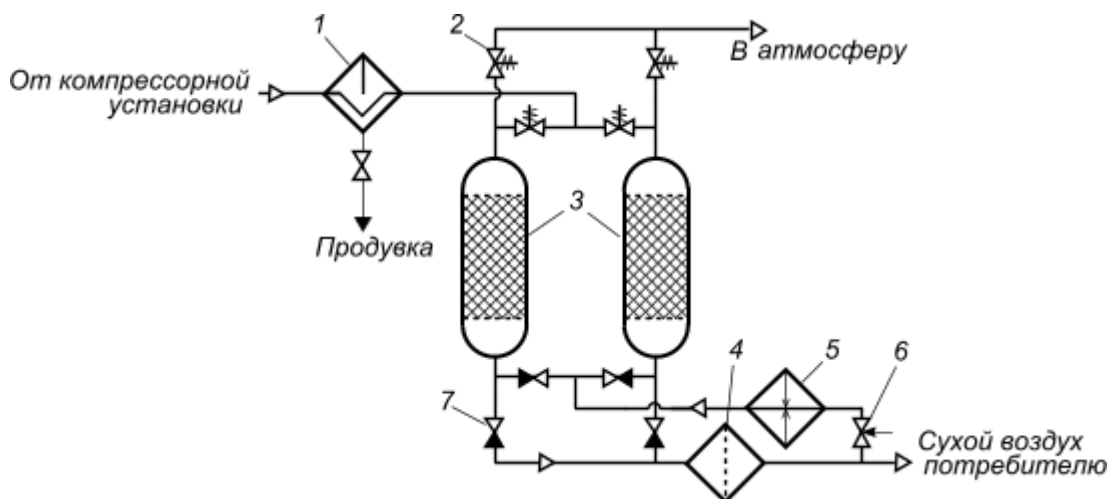


Рис. 2.15. Адсорбционная воздухоосушительная установка:

1 – влагоотделитель; 2 – электропневмоклапан; 3 – адсорберы; 4 – фильтр пыли; 5 – электронагреватель воздуха; 6 – дроссель нагреваемого воздуха

Этот способ применяют для более глубокой осушки воздуха. Он используется в воздуходелительных установках и в системах воздухообеспечения пневмоавтоматики на взрывоопасных производствах. Способ основан на свойствах ряда пористых твердых тел-адсорбентов поглощать водяные пары.

Влажный воздух из компрессора пропускается через один из попеременно работающих адсорберов. Влага поглощается твердым гранулированным адсорбентом. Сухой воздух очищается от пыли адсорбента в фильтре 4 и направляется в сеть.

При прохождении воздуха слои адсорбента насыщаются влагой. Слой, после которого воздух выходит осушенным, называют *высотой работающего слоя*. В процессе работы высота работающего слоя постепенно увеличивается. Через какой-то промежуток времени (время защитного действия) она достигает высоты засыпанного слоя адсорбента. Это означает, что адсорбер исчерпал свои способности. Воздух переключается на другой адсорбер (обычно через 8 или 16 часов), а насыщенный влагой аппарат ставят на регенерацию.

При регенерации через адсорбер пропускается сухой нагретый воздух. Нагревается воздух в электрическом (реже в газовом) нагревателе. Обычно на регенерацию затрачивается примерно четыре часа. Первый час – нагрев, второй и тре-

тий – собственно регенерация, четвертый – охлаждение, продувкой воздуха при выключенном нагревателе.

Процесс адсорбции протекает экзотермически. Но при высоком давлении выделение теплоты в этом процессе незначительно, поэтому достаточно охлаждающего эффекта самого осушаемого воздуха.

Для поглощения влаги в качестве адсорбентов используют главным образом силикагели, алюмогели, активный глинозем, а в последнее время – синтетические цеолиты. Силикагель, алюмогель, и активный глинозем представляют собой высокопористые вещества в виде зерен неправильной формы.

*Силикагели* (марки КСК и КСМ) содержат примерно 90 %  $\text{SiO}_2$ . Это зерна светло-желтого цвета размером 3-7 мм. Температура регенерации силикагеля – 170-180 °С.

*Алюмогель* (марки А1 и А2) - активная окись алюминия, белые или светло-серые зерна размером 3-7 мм, температура регенерации – 250 - 280 °С.

*Цеолиты*, называемые также молекулярными ситами (тип А и тип X), – это кристаллические полигидраты алюмосиликатов кальция и натрия, из которых удалена вода. Они бывают природные и искусственные, размеры гранул 2-4 мм. Температура регенерации – 200 – 350 °С. Это самые эффективные осушители (до точки росы –100 °С), но и самые дорогие.

Динамическая влагоемкость адсорбентов при атмосферном давлении составляет: для силикагеля марки КСМ – до 25 %; для силикагеля марки КСМ – до 9,5 %; алюмогеля и глинозема – до 8-12 % массы адсорбента.

При расчете промышленных блоков осушки рекомендуется принимать влагоемкость активной окиси алюминия А2 и глинозема равной 4-5%, синтетических цеолитов – 10 % массы адсорбента [10].

## **2.14. Повышение эффективности работы систем воздухообеспечения**

Экономия энергозатрат в процессе воздухообеспечения может быть достигнута на разных этапах работы системы: при производстве сжатого воздуха; при его транспортировке к месту потребления; при его использовании.

### **2.14.1. Потери энергии при транспортировке сжатого воздуха**

Подача сжатого воздуха сопровождается потерями. Это утечки сжатого воздуха, тепловые и гидравлические потери.

*Утечки воздуха* наблюдаются через неплотности соединений, запорные устройства, разрывы и самые значительные – через неисправное пневмоприемное оборудование.

В нормальных условиях утечки во внешних сетях не превышают 1 %. В цеховых сетях эти утечки не должны превышать 8 – 10 % общего расхода воздуха. Фактически они всегда больше.

Величина утечек прямо пропорциональна потерям энергии, затраченной на сжатие воздуха (см. формулу. 2.16).

*Тепловые потери* связаны с охлаждением воздуха в конечном охладителе и сетях. Из-за охлаждения снижается работоспособность сжатого воздуха. Это хорошо иллюстрируется уравнением удельной работы расширения  $l_T$ , Дж/кг:

$$l_T = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (2.23)$$

где  $P_1$  и  $T_1$  – давление и температура сжатого воздуха перед пневмомеханизмом.

Из формулы (2.23) видно, работоспособность сжатого воздуха прямо пропорциональна значению его температуры. Снижение работоспособности воздуха ведет к увеличению его расхода, а следовательно, и росту потребления электроэнергии на его сжатие.

Технико-экономические расчеты показывают, что теплоизолировать нагнетательный и магистральный трубопроводы не выгодно.

*Гидравлические потери.* Силы трения и местные сопротивления снижают давление воздуха перед потребителем  $P_1$ . Этим снижается его работоспособность. Чтобы компенсировать эти потери, необходимо либо увеличивать расход воздуха, либо повысить давление нагнетания. И то и другое ведет к дополнительным расходам энергии.

Снизить сопротивление трубопровода можно увеличением его диаметра. Однако не беспредельно, так как для каждого значения расхода воздуха существует экономически оптимальный диаметр воздухопровода, когда приведенные затраты будут минимальны.

Экономические расчеты и опыт эксплуатации показали, что более удобно пользоваться понятием экономически оптимальной скорости. Значения этой скорости практически постоянны для любого расхода сжатого воздуха.

При давлениях нагнетания до 0,8-1,0 МПа значения экономически оптимальной скорости находятся в пределах 10 – 15 м/с. Для коротких трубопроводов с большими диаметрами  $w_{\text{опт}}$  может быть до 20 м/с. Для длинных тонких труб и шлангов, а также для всасывающих трубопроводов эта скорость может быть меньше 10 м/с.

Для уменьшения сопротивления желательно наружный межцеховой воздухопровод закольцевать. Для воздухопроводов с  $D_y > 75$  мм надо применять задвижки

вместо вентиляей. Необходимо следить за чистотой воздухопровода, очищать (промывать) от наслоений масла, пыли, окалины, ржавчины.

Суммарное сопротивление воздуха от КУ до потребителя не должно превышать 0,05 МПа.

### 2.14.2. Повышение работоспособности сжатого воздуха его нагревом перед использованием

Мощность пневмомеханизмов,  $N_M$ , кВт, вырабатывающих механическую энергию, прямо пропорциональна удельной работоспособности сжатого воздуха:

$$N_M = G_B l_B, \quad (2.24)$$

где  $G_B$ , – массовый расход воздуха в механизме, кг/с.

Удельная работоспособность воздуха  $l_B$ , кДж/кг, может быть вычислена по уравнению изоэнтропного расширения (2.23) с учетом внутреннего относительно КПД механизма:

$$l_B = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_M, \quad (2.25)$$

где  $P_1$ , МПа и  $T_1$ , К – параметры сжатого воздуха на входе в механизм;  $P_2$  – конечное давление расширения, МПа;  $R=0,287$  кДж/(кг·К) – газовая постоянная для воздуха.

Из уравнений (2.24) и (2.25) видно, что при неизменной мощности механизма  $N_M$  массовый расход воздуха  $G_B$ , а, следовательно, и расход энергии на его производство, находятся в прямой зависимости от его температуры  $T_1$ .

---

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Системы воздухоснабжения промышленных предприятий /Б.Г. Борисов, Н.В. Калинин, В.А. Михайлов и др.; Под ред. В.А. Германа. М.: Моск. энерг. ин-т, 1989. 180 с.

2. Кумиров Б.А. Системы снабжения предприятий сжатым воздухом: Учеб. пособие. Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2005.

3. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1984. 416 с.

4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник/ Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. 2-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1991 (Теплоэнергетика и теплотехника, кн.4).

4. Кумиров Б.А., Валиев Р.Н. Расчет системы снабжения предприятий сжатым воздухом: Учеб. пособие. Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2003.

5. Кумиров Б.А.. Методические указания по курсовому проектированию по курсу "Технологические энергоносители предприятий". Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2003.

6. Холодильные машины: Справочник. Серия "Холодильная техника" /Под ред. А.В. Быкова. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.

7. А.с. 1677369 А1 СССР, МКИ F 04 В 39/16, В 01 D 53/26. Способ осушки сжатого воздуха /Б.А. Кумиров, И.Н. Романов, М.В. Анисимова, И.А. Михеева, бюл. № 34 от 15.09.91.

8. Карабин А.И. Сжатый воздух. Выработка, потребление, пути экономии. М.: Машиностроение, 1964. 343 с.

9. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник /Под общей ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. 2-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1988 (Теплоэнергетика и теплотехника, кн.2).

10. Справочник по физико-техническим основам криогеники/ М.П. Малков, И.Б. Данилов, А.Г. Зельдович и др.; Под ред. М.П. Малкова. 3-е изд. перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1985. 432 с.

---