

Кафедра «Теплотехника и теплосиловые установки»

СИСТЕМА ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Методические указания
к выполнению курсового проекта

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

2017

- С34 Система воздухообеспечения промышленного предприятия : методические указания к выполнению курсового проекта / Сост.: В. В. Филатов, Д. В. Никольский. – СПб. : ФГБОУ ВО ПГУПС. – 2017. – 40 с.

Представлена методика проектирования системы воздухообеспечения предприятия; приведены необходимые нормативно-справочные материалы для выбора основного и вспомогательного оборудования компрессорной станции.

Предназначены для студентов обучающихся по направлению 140100.62 «Теплоэнергетика и теплотехника», профилю «Промышленная теплоэнергетика», а также могут быть использованы студентами других специальностей при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Введение

Изучение дисциплины «Технологические энергоносители предприятий» предполагает освоение структуры и функционирования систем производства и распределения различных энергоносителей: сжатого воздуха, искусственного холода, продуктов разделения воздуха, воды и топлива, а также ознакомление с технологическими схемами и оборудованием, которые используются при производстве и потреблении различных энергоносителей.

Освоение данной дисциплины базируется на знаниях, полученных из курсов: «Техническая термодинамика», «Тепломассообмен», «Тепловые двигатели и нагнетатели» и «Тепломассообменное оборудование предприятий». Приобретенные студентами знания служат основой для выполнения курсового проекта.

Курсовое проектирование проводится с целью систематизации, закрепления, расширения и контроля теоретических и практических знаний по дисциплине «Технологические энергоносители предприятий».

Задачи курсового проектирования заключаются в приобретении умений самостоятельно рассчитывать потребность в энергоносителе по исходным данным, выбирать основное и вспомогательное оборудование, составлять и рассчитывать принципиальную схему энергетической станции для выработки энергоносителя, выполнять тепловые, гидравлические и конструктивные расчеты аппаратов и коммуникаций.

В ходе проектирования студент должен проявить свои профессиональные знания и творческие способности для обоснованной разработки темы задания и уметь в сжатой и наглядной форме доказать преимущества принятых им решений.

Разработка проекта в конструкторских организациях происходит в несколько этапов: эскизное, техническое и рабочее проектирование. По характеру и глубине проработки курсовой проект приближается к техническому проекту и состоит из пояснительной записки и графической части.

Перед выполнением курсового проекта необходимо изучить соответствующие разделы из предлагаемой литературы [1–4].

1 Тематика курсовых проектов

1.1 Формирование тем индивидуальных заданий

Студентам, связанным по характеру производственной деятельности с проектированием, наладкой, исследованием, эксплуатацией и ремонтом оборудования систем производства и распределения энергоносителей, рекомендуется выполнять курсовой проект по индивидуальному заданию. Предпочтительным является сквозное проектирование, когда задание на курсовой проект является частью задания на будущий дипломный проект, направленный на решение реальных задач предприятия, на котором работает студент.

Темы курсовых проектов могут быть приняты студентом в порядке личной инициативы или по заказу предприятия, а проекты защищаются авторами как студенческие научно- или учебно-исследовательские работы. Такое проектирование предусматривает внедрение полученных результатов с фактическим эффектом.

Индивидуальное задание на курсовой проект включает проектирование новой или модернизацию действующей системы производства и распределения энергоносителей с целью повышения ее производительности, экономичности, безопасности работы и эксплуатации, снижения уровня загрязнения окружающей среды, максимального использования вторичных энергетических ресурсов.

При расчетах схем распределения энергоносителей, обработки исходных данных, анализе нерасчетных режимов работы оборудования, оптимизации характеристик системы рекомендуется использование ЭВМ.

1.2 Задание на курсовой проект

Если студент не выбрал индивидуальное задание по разделу «Воздухоснабжение промышленных предприятий», то он должен выполнить курсовой проект по теме «Система воздухоснабжения промышленного предприятия», в котором необходимо определить нагрузку на компрессорную станцию (КС), рассчитать и выбрать основное и вспомогательное оборудование для промпредприятия, имеющего потребителей сжатого воздуха.

Вариант задания для курсового проекта выбирается по табл. 1 и 2. Проектирование КС ведется с учетом следующих исходных данных.

1. Потребители сжатого воздуха (номер, количество). Из табл. 1 Приложения выписываются характеристики потребителей, которые сводятся в табл. 3.

Таблица 1

№ потребителя	Варианты и количество потребителей									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Последняя цифра шифра студента										
1	—	—	—	10	—	—	5	8	6	4
2	14	12	—	—	10	—	4	—	3	—
3	—	—	10	—	—	8	—	2	—	2
4	10	—	8	—	7	5	—	4	—	2
5	—	10	—	9	—	8	7	6	5	4
6	7	4	3	2	2	—	—	—	—	—
7	—	—	—	—	5	—	4	—	3	2
8	6	5	4	3	—	2	—	—	—	—
Предпоследняя цифра шифра студента										
9	2	—	4	—	6	—	8	—	9	—
10	—	4	—	5	—	6	—	7	—	8
11	10	—	9	—	8	—	7	—	—	—
12	—	9	—	8	—	7	—	6	—	4
13	8	—	9	—	10	—	—	—	12	—
14	—	17	—	16	—	15	—	14	—	13
15	18	—	17	—	—	—	15	—	14	—
16	—	7	—	8	—	10	—	11	—	12
17	6	—	—	—	4	—	3	—	2	—
18	—	7	—	6	—	5	—	4	—	3
19	—	—	9	—	10	—	11	—	12	—
20	—	4	—	8	—	6	—	4	—	2
21	2	—	4	—	6	—	8	—	10	—

Таблица 2

Параметры	Варианты и исходные данные									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Последняя цифра шифра студента										
График №	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
Город	Волгоград	Тверь	Самара	Санкт-Петербург	Москва	Ростов-на-Дону	Орск	Вологда	Рязань	Саратов

Таблица 3

№ потребителя	Наименование, тип	Количество однотипных потребителей
1		
2		
3		
...		

2. Номер суточного графика безразмерного расхода сжатого воздуха (рис. 1).



Рис. 1 Суточный график безразмерного расхода сжатого воздуха

3. Город, для которого проектируется КС.

Для всех вариантов одинаковыми являются следующие условия:

- давление сжатого воздуха у потребителей составляет 0,5–0,7 МПа;
- тип компрессоров – воздушные двухступенчатые поршневые крейцкопфные с оппозитным расположением цилиндров;
- система оборотного водоснабжения КС выполнена по схеме с разрывом струи, параллельной подачей воды в рубашки охлаждения первой и второй ступеней компрессора, а также в промежуточный и конечной охладители;
- нагрев охлаждающей воды в оборудовании КС $\Delta t_{\text{в}} = 5^\circ\text{C}$.

Рассмотреть и проанализировать следует не менее двух вариантов по марке и количеству выбранных компрессоров для выполнения заданного графика расхода, выбрать наилучший, указав способы регулирования КС в течение суток.

1.3 Требования к пояснительной записке

Материал, включаемый в пояснительную записку, должен быть конкретным, кратким и систематизированным. Не следует приводить сведения обзорного характера, справочные данные из литературных источников должны быть представлены в минимально необходимом объеме. Общеизвестные методики расчета и определения величин излагать не следует, достаточно ссылки на них в тексте.

Пояснительная записка должна включать титульный лист, задание на курсовой проект, содержание, введение, основную часть, выводы, библиографический список, приложения (при необходимости).

В *содержании* перечисляются все заголовки разделов и подразделов, имеющихся в пояснительной записке, с указанием номера страницы начала соответствующего раздела и подраздела.

Во *введении* необходимо охарактеризовать сжатый воздух как технологический энергоноситель, КС – как энергетическую станцию для его выработки. Введение должно завершаться формулировкой цели курсового проекта.

Основная часть записки включает следующие разделы:

- составление функциональной схемы КС;
- расчет расхода сжатого воздуха;
- построение суточного графика размерного расхода воздуха;
- выбор компрессоров для КС;
- проверка мощности приводного электродвигателя компрессоров;
- расчет рабочих процессов в компрессорной установке (КУ);
- определение расхода охлаждающей воды для КС;
- расчет и выбор вентиляторных градирен и насосов для системы оборотного водоснабжения;
- выбор конечного охладителя для КУ;
- выбор фильтра для очистки всасываемого воздуха КУ от пыли;
- выбор воздухохранилища;
- определение диаметров основных воздухопроводов КС;
- определение расхода смазочного масла;
- расчет расхода электроэнергии;
- разработка принципиальной схемы КС;
- компоновка оборудования КС.

В *выводах* кратко по пунктам приводятся результаты проектирования КС.

Библиографический список составляется в порядке упоминания используемых литературных источников в тексте и оформляется по ГОСТ 7.1–2003.

В *приложениях* рекомендуется помещать повторяющиеся расчеты, выполненные по одной и той же методике, представленные в табличной форме, а также распечатки с ЭВМ.

Текст пояснительной записки делится на разделы и подразделы. Каждый раздел должен начинаться с новой страницы. Разделы и подразделы должны иметь краткие содержательные заголовки.

Порядок изложения расчетов должен иметь определенную последовательность: эскиз или схема рассчитываемого элемента или устройства (при необходимости); данные для расчета, задача расчета с указанием, что требуется определить при расчете, условия расчета; расчет и технические характеристики выбранного оборудования со ссылкой на литературный источник, из которого они взяты.

При выполнении расчетов сначала выписывают формулу, затем подставляют численные значения величин и в конце записывается полученный результат. В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими стандартами. Все расчеты выполняются в Международной системе единиц (СИ).

Ниже приводится методика проектирования системы воздухообеспечения предприятия.

2 Расчетная часть

2.1 Составление функциональной схемы КС

Функциональная схема определяет общую структуру КС и способ соединения основного и вспомогательного оборудования.

Состав оборудования КС учитывает следующие особенности поршневых компрессоров:

- прерывную и неравномерную подачу воздуха, обусловленную возвратно-поступательными движениями поршня;
- загрязненность подаваемого воздуха пылью, маслом и влагой;
- то обстоятельство, что изменение степени повышения давления воздуха практически не приводит к изменению подачи при постоянной частоте вращения вала компрессора.

Функциональная схема КС с поршневыми компрессорами приведена на рис. 2.

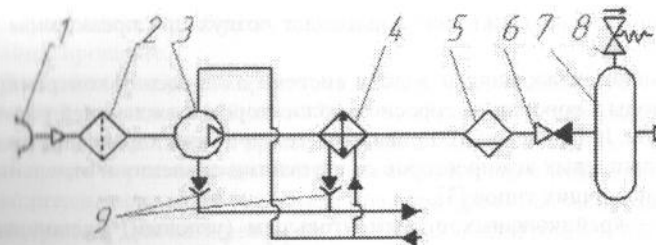


Рис. 2. Функциональная схема КС с поршневыми компрессорами:

1 – заборник воздуха; 2 – фильтр; 3 – компрессорный агрегат;
4 – концевой охладитель; 5 – водомаслоотделитель; 6 – обратный клапан;
7 – ресивер (воздухосборник); 8 – предохранительный клапан; 9 – сливные воронки

К *основному оборудованию* относится компрессорный агрегат, включающий компрессор с электродвигателем. Остальное оборудование относится к *вспомогательному*.

Заборник воздуха и фильтры расположены в фильтр-камере и служат для очистки воздуха от дисперсных частиц.

Охладители воздуха различают по назначению и месту установки на межступенчатые и концевые. Межступенчатые охладители используются для охлаждения воздуха между ступенями, что повышает экономичность компрессора. В установках небольшой подачи они расположены непосредственно на цилиндровом блоке компрессора, в установках большой подачи – вблизи компрессоров как отдельные аппараты.

Концевые охладители устанавливаются исходя из требований эксплуатации и техники безопасности. Снижение температуры в них позволяет освободить воздух от водяного конденсата и масла в специальных водомаслоотделителях, а также уменьшить опасность взрыва, поскольку уменьшается время нахождения масла в горячем воздухе. Воздух обычно охлаждается водой.

Водомаслоотделители выполняются либо в виде отдельных аппаратов баллонного типа, либо встраиваются в воздухоотделители. Для компрессоров небольшой подачи они вместе с воздухоотделителями расположены на блоке цилиндров.

Каждый компрессор снабжается ресивером (воздухосборником), основное назначение которого состоит в выравнивании колебаний давления в воздухопроводах. Кроме того, он выполняет роль аккумулятора сжатого воздуха и служит для дополнительного отделения масла и воды. В нижней части ресивера предусматривается штуцер для продувки с целью удаления скопившихся воды и масла. На напорном воздухопроводе перед ресивером располагается обратный клапан, предотвращающий подачу воздуха из ресивера в компрессор при его остановке. На ресивере устанавливается предо-

хранительный клапан, который сбрасывает воздух при чрезмерном повышении давления.

Наличие охлаждающей воды в системе охлаждения контролируется по сливу воды в воронки на сбросном коллекторе охлаждающей воды.

В табл. II Приложения приведены технические характеристики воздушных поршневых компрессоров со ступенями давления в отдельных цилиндрах следующих типов [3]:

ВП – крейцкопфных с прямоугольным (угловым) расположением цилиндров;

ВМ – крейцкопфных с горизонтальным оппозитным расположением цилиндров.

Эти типы компрессоров рекомендованы к применению на КС как наиболее компактные, экономичные и удобные в эксплуатации при двухступенчатом сжатии. Заложенный конструктивный принцип может быть распространен на компрессоры с количеством ступеней больше двух.

Компрессоры типа ВП с расположением осей цилиндров в вертикальной плоскости трудно сбалансировать динамически, они тихоходны, требуют тяжелых фундаментов и с учетом ведения монтажных работ – относительно большой высоты машинного зала. Вместе с тем площадь, требующаяся для их установки, невелика.

Компрессоры типа ВМ, называемые оппозитными, получили в последнее время большое распространение. Это объясняется главным образом тем, что благодаря взаимно противоположному движению поршней (при угле между кривошипами коленчатого вала 180°) они легко балансируются динамически и допускают частоту вращения вала в 2,5–3,0 раза большую, чем компрессоры других типов. Компрессоры ВМ – горизонтальные и требуют малых высот при относительно больших площадях помещений.

Основные обозначения компрессоров включают род сжимаемой среды, тип базы, основные характеристики. Например, 2ВМ 2,5–12/9 расшифровывается следующим образом: компрессор двухрядный (2), воздушный (В), выполнен на оппозитной базе (М) с номинальной поршневой силой 24,5 кН (2,5 тс), производительность при условиях всасывания – 12 $\text{м}^3/\text{мин}$, конечное давление – 0,9 МПа (9 $\text{кгс}/\text{см}^2$). Или другой пример. ВП10-10/9М2 означает, что это компрессор воздушный, выполнен на прямоугольной базе с номинальной поршневой силой 19,6 (2 тс), производительность – 10 $\text{м}^3/\text{мин}$, конечное давление – 0,9 МПа, компрессор второй модификации.

Для изменения производительности компрессоров заводами-изготовителями предусмотрено использование одновременно нескольких способов регулирования. Ступенчатое регулирование может осуществляться либо путем использования двухскоростных электродвигателей, либо путем подключения дополнительных объемов вредного пространства. Для плав-

ного регулирования в области небольших производительностей применяется байпасирование.

Для оппозитных компрессоров 2ВМ2,5-12/9 и 2ВМ4-24/9 снижение производительности от 100 до 50 % от номинального значения осуществляется изменением частоты вращения вала электродвигателя от 16,33 с^{-1} до 8,16 с^{-1} путем переключения статорных обмоток. Для плавного снижения производительности от 50 % до нуля предусмотрено байпасирование после второй ступени. Для компрессоров 2ВМ10-50/9, 2ВМ10-63/9, 4ВМ10-100/9 и 4ВМ10-120/9 ступенчатое регулирование 100, 75, 50 и 25 % осуществляется подключением дополнительных объемов вредного пространства, от 25 до 0 % плавное регулирование осуществляется байпасированием.

Для компрессоров с прямоугольным расположением цилиндров регулирование производительности от 100 до 50 % от номинального значения производится подключением дополнительных объемов вредного пространства, от 50 до 0 % – байпасированием.

2.2 Расчет расхода сжатого воздуха

Цель расчета – определение максимальных нагрузок на КС.

Максимальная дополнительная нагрузка используется для определения диаметров трубопроводов сжатого воздуха.

Расчет максимальных нагрузок базируется на определении средней пневмонагрузки цеха (участка) и предприятия в целом.

Расчетный метод предполагает [1]:

- знание типов и количества потребителей сжатого воздуха;
- применение статистических коэффициентов;
- использование номинальных средних расходов воздуха пневмоприемниками;
- выполнение всех расчетов для наиболее загруженной смены, когда все пневмоприемники работают с полной нагрузкой;
- объединение всего разнообразия пневмоприемников в группу ($i = 1, 2, 3, \dots, N$) с однотипными потребителями.

Исходные данные для расчета включают значения, приведенные в п. 1.2.

Расчетный расход сжатого воздуха на группу однотипных потребителей, $\text{м}^3/\text{мин}$:

$$V_{pi} = n_i \cdot q_{cp_i} \cdot k_{oi} \cdot k_{yi} \cdot k_{ui},$$

где n_i – количество однотипных потребителей сжатого воздуха (см. табл. 3);

q_{cp_i} – средний расход воздуха потребителем каждого типа (см. табл. I Приложения);

k_{o_i} – коэффициент одновременности для каждой однотипной группы потребителей воздуха (табл. 4);

k_{y_i} – коэффициент, учитывающий увеличение расхода воздуха из-за износа и неплотностей в соединениях, арматуре, сальниках и утечек из воздушной сети; для пневматического оборудования принимается $k_{y_i} = 1,5$ и для пневмоинструмента $k_{y_i} = 1,10-1,15$;

$k_{и_i}$ – коэффициент использования пневмооборудования или пневмоинструмента, представляющий собой долю времени эксплуатации за смену (см. табл. 1 Приложения).

Расчетный расход сжатого воздуха для КС, $\text{нм}^3/\text{мин}$:

$$V_p = \sum_{i=1}^N V_{pi}.$$

Таблица 4

Количество однотипных потребителей воздуха n_i	1	2–3	4–6	7–9	10	11–12	15–20
Коэффициент одновременности k_{o_i}	1	0,9	0,8	0,76	0,7	0,67	0,6

Таблица 5

Количество однотипных потребителей воздуха n_i	1–2	3–4	5–6	6–7
Коэффициент максимума $k_{\text{макс}_i}$	1,5	1,4	1,3	1,2

Максимальный возможный расход сжатого воздуха на группу однотипных потребителей, $\text{нм}^3/\text{мин}$:

$$V_{pi}^{\text{макс}} = V_{pi} \cdot k_{\text{макс}_i},$$

где $k_{\text{макс}_i}$ – коэффициент максимума; принимается $k_{\text{макс}_i} = 1,2-1,5$ в зависимости от характера нагрузки и возможного одновременного включения в работу пневмоприемников (табл. 5).

Максимальная возможная нагрузка КС, $\text{нм}^3/\text{мин}$:

$$V_v^{\text{макс}} = \sum_{i=1}^N V_{pi}^{\text{макс}}.$$

Расчет расхода воздуха удобно выполнять в табл. 6.

Таблица 6

№ потребителя, i	1	2	3	4	5	6	7	8	...
Количество однотипных потребителей n_i									
Средний расход воздуха $q_{ср_i}$, $\text{нм}^3/\text{мин}$									
Коэффициент одновременности k_{o_i}									
Коэффициент утечек k_{o_i}									
Коэффициент использования $k_{и_i}$									
Расчетный расход воздуха V_{pi} , $\text{нм}^3/\text{мин}$									
Коэффициент максимума $k_{и_i}$									
Максимальный возможный расход воздуха $V_{pi}^{\text{макс}}$, $\text{нм}^3/\text{мин}$									

Всего $V_v^{\text{макс}} = \text{нм}^3/\text{мин}$.

Максимальная длительная нагрузка КС, $\text{нм}^3/\text{мин}$:

$$V_d^{\text{макс}} = \beta \cdot V_v^{\text{макс}},$$

где β – коэффициент неодновременности, учитывающий несовпадение во времени максимальных нагрузок однотипных групп потребителей; $\beta = 0,85-0,95$.

2.3 Построение суточного графика размерного расхода воздуха

На основании суточного графика расхода сжатого воздуха на КС решают следующие задачи:

- 1) выбор типоразмера и количества компрессоров, устанавливаемых на КС;
- 2) обоснование способов регулирования производительности КС в течение суток;
- 3) определение суточных показателей режима работы КС.

При построении суточного графика размерного расхода воздуха используется максимальная длительная нагрузка $V_d^{\text{макс}}$ и суточный график безразмерного расхода воздуха (см. рис. 1). Полагается, что $\bar{V} = 100\%$ соответствует значению $V_d^{\text{макс}}$, $\text{нм}^3/\text{мин}$. Значениям $\bar{V} < 100\%$ соответствуют значения $\bar{V} < V_d^{\text{макс}}$.

На рис. 3 приведен суточный график размерного расхода сжатого воздуха (для $V_d^{\text{макс}} = 450 \text{ нм}^3/\text{мин}$) с учетом графика № 2 (см. рис. 1). Плю-

щадь, ограниченная осью абсцисс, графиком и крайними ординаторами, в масштабе соответствует суточному расходу сжатого воздуха $V_{\text{сут}}$ $\text{м}^3/\text{сут}$.

Средний суточный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{мин}$:

$$V_{\text{сут}}^{\text{ср}} = \frac{V_{\text{сут}}}{24 \cdot 60} = \frac{V_{\text{сут}}}{1440}.$$

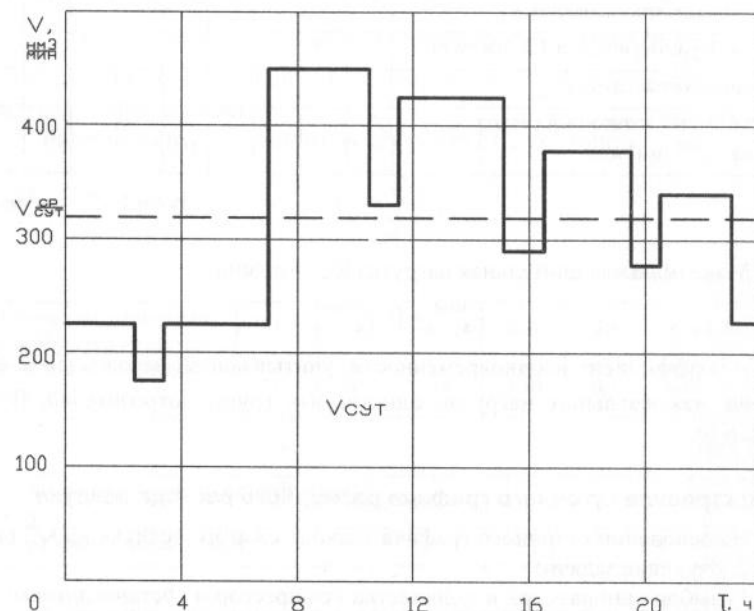


Рис. 3 Суточный график размерного расхода сжатого воздуха

2.4 Выбор компрессоров для КС

При выборе марки, количества и производительности компрессоров необходимо учитывать:

- значение максимальной длительной нагрузки $V_{\text{д}}^{\text{макс}}$;
- требуемое давление сжатого воздуха у пневмоприемников;
- суточный график размерного расхода воздуха;
- категорию технологических процессов.

Основные принципы выбора компрессоров

1. Предпочтительным является применение однотипных компрессоров, исходя из удобства эксплуатации (одинаковые расходные материалы) и ремонта (меньше номенклатура запасных частей).

2. Производительность компрессоров должна быть по возможности наибольшей, что обеспечивает наилучшие удельные энергетические показатели.

3. Компрессоры выбираются такой производительности, чтобы в соответствии с суточным графиком производительность КС можно было регулировать путем изменения количества одновременно работающих компрессоров. При этом изменение производительности должно быть длительным, т. е. составлять не менее 20–30 мин.

4. При использовании компрессоров различной производительности в базе суточного графика расхода воздуха должен работать наиболее мощный компрессор как наиболее экономичный.

5. Если регулирование производительности КС путем изменения количества одновременно работающих компрессоров является грубым, то применяются методы регулирования компрессоров, предусмотренные заводами-изготовителями. При этом регулируется только один компрессор.

Количество установленных компрессоров:

$$m_{\text{уст}} = m_{\text{раб}} + m_{\text{рез}},$$

где $m_{\text{раб}}$ – количество рабочих компрессоров;

$m_{\text{рез}}$ – количество резервных компрессоров.

Обычно $m_{\text{уст}} = 3-6$.

Если выбраны одинаковые компрессоры с производительностью $V_{\text{к}}$, то

$$m_{\text{уст}} \geq \frac{V_{\text{д}}^{\text{макс}}}{V_{\text{к}}}.$$

Таким образом при прохождении максимальной длительной нагрузки включаются рабочие и резервные компрессоры.

Обычно $m_{\text{рез}} = 1$.

Установленная производительность КС:

$$V_{\text{уст}} = m_{\text{уст}} \cdot V_{\text{к}}.$$

В аварийных ситуациях возможен выход из строя одного компрессора, что учитывается коэффициентом покрытия максимальной длительной нагрузки:

$$k_{\text{п}} = \frac{V_{\text{уст}} - V_{\text{к}}}{V_{\text{д}}^{\text{макс}}}.$$

Значение $k_{\text{п}}$ определяется категорией технологических процессов, которые обслуживаются сжатием воздухом.

Если категория технологических процессов не допускает снижения подачи сжатого воздуха, то $k_n = 1$. Если допустимо снижение подачи воздуха, то $k_n = 0,75-0,9$.

При использовании на КС компрессоров разной производительности возможен выход из строя компрессора с наибольшей производительностью.

В данной работе рекомендуется рассмотреть и проанализировать не менее двух вариантов по марке, производительности и количеству компрессоров.

Для каждого варианта рассчитываются суточные показатели режима работы КС:

- коэффициент использования установленной производительности

$$K_{\text{сут}}^{\text{и}} = \frac{V_{\text{сут}}^{\text{сп}}}{V_{\text{уст}}};$$

- число часов использования установленной производительности

$$\tau_{\text{сут}}^{\text{и}} = 24 K_{\text{сут}}^{\text{и}};$$

- коэффициент резерва

$$K_{\text{рез}} = \frac{V_{\text{уст}}}{V_{\text{д}}^{\text{макс}}}.$$

Наилучшим вариантом считается такой, который наиболее полно отвечает сформулированным ранее принципам выбора компрессоров. Для этого варианта должна быть приведена техническая характеристика выбранных компрессоров. Необходимо аргументированно обосновать выбор компрессоров.

Для выбранного варианта следует рассмотреть регулирование производительности КС в соответствии с суточным графиком расхода (см. рис. 3). Результаты такого рассмотрения свести в табл. 7, указать применяемые способы регулирования компрессоров.

Таблица 7

Интервал времени, ч	Требуемый расход воздуха, $\text{м}^3/\text{мин}$	Количество работающих компрессоров с номинальной подачей	Подача регулируемого компрессора, $\text{м}^3/\text{мин}$	Регулирование в % от V_k	
				Ступенчатое	Плавное
с 0 до 2					
с 2 до 3					
с 3 до 7					
...					

2.5 Проверка мощности приводного электродвигателя компрессоров

Мощность электродвигателя для привода компрессора при политропном сжатии воздуха, кВт:

$$N_{\text{эд}} = \frac{10^3 \cdot n \cdot p_1 \cdot V_k \cdot \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{60 \cdot (n-1) \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{э}}},$$

где V_k – объемная производительность компрессора при нормальных условиях, $\text{м}^3/\text{мин}$;

ε – степень повышения давления воздуха в компрессоре; $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$;

p_2 и p_1 – соответственно конечное и начальное давление воздуха, МПа;

n – показатель политропы сжатия; для охлаждаемых водой поршневых компрессоров $n = 1,25-1,30$;

η_m – механический КПД компрессора; $\eta_m = 0,85-0,9$;

$\eta_{\text{э}}$ – КПД электродвигателя; $\eta_{\text{э}} = 0,9-0,92$.

Мощность электродвигателя компрессора с водяным охлаждением может быть рассчитана с использованием относительного изотермического КПД:

$$N_{\text{эд}} = \frac{10^3 \cdot p_1 \cdot V_k \cdot \ln \varepsilon}{60 \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{из}}},$$

где $\eta_{\text{из}}$ – относительный изотермический КПД поршневого компрессора; $\eta_{\text{из}} = 0,65-0,85$.

Полученные значения мощности следует сравнить с мощностью, приведенной в технической характеристике выбранного компрессора.

2.6 Расчет рабочих процессов в КУ

Целью расчета является определение температуры охлаждающей воды и воздуха в характерных точках процессов двухступенчатой КУ.

Температура всасываемого воздуха определяется как средняя температура воздуха для наиболее жарких суток в данной местности, °С:

$$t_1 = t_{\text{ж}} + 0,25 t_{\text{max}},$$

где $t_{\text{ж}}$ – среднемесячная температура в самый жаркий месяц, °С; t_{max} – средняя максимальная температура в самый жаркий месяц, °С.

Значения $t_{ж}$, t_{max} , а также относительной влажности воздуха самого жаркого месяца $\varphi_{ж}$ берут из табл. III Приложения. С помощью $H-d$ -диаграммы влажного воздуха (рис. 4) по температуре $t_{ж}$ и относительной влажности $\varphi_{ж}$ определяется влагосодержание воздуха d_1 (точка A).

Состояние воздуха для наиболее жарких суток находят по температуре t_1 и полученному значению d_1 (точка 1). Для этого состояния определяется температура смоченного термометра t_m (точка B), которая является теоретическим пределом охлаждения оборотной воды в градирне [3].

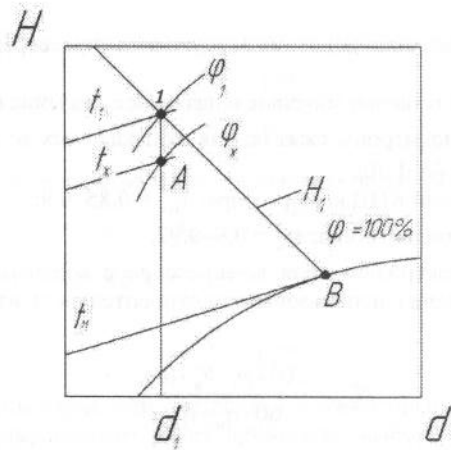


Рис. 4 Определение параметров влажного воздуха

Температура охлажденной воды на выходе из градирни:

$$t_{в1} = t_m + \Delta t_b \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right),$$

где η – коэффициент эффективности градирни; для вентиляторных градирен $\eta = 0,75-0,85$;

Δt_b – охлаждение воды в градирне, равное нагреву воды в оборудовании КС; в соответствии с заданием $\Delta t_b = 5^\circ\text{C}$.

Температура теплой воды на входе в градирню:

$$t_{в2} = t_m + \frac{\Delta t_b}{\eta}.$$

Температура воды на выходе из КУ не должна превышать $30-40^\circ\text{C}$. Этому условию должно соответствовать значение $t_{в2}$. По заданию подача охлажденной воды в охладители и рубашки охлаждения компрессорных агрегатов – параллельная.

Давление воздуха после первой ступени компрессора, МПа:

$$p'_2 = \sqrt{p_1 \cdot p_2}.$$

Температура воздуха на выходе из первой ступени компрессора при политропном сжатии, К:

$$T'_2 = T_1 \left(\frac{p'_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

где $T_1 = t_1 + 273$, К.

Температура воздуха на выходе из промежуточного охладителя компрессора, $^\circ\text{C}$, не должна превышать температуру охлаждающей воды на выходе более чем на $12-15^\circ\text{C}$, т. е.

$$t''_2 = t_{в2} + (12-15).$$

На рис. 5 приведены процессы сжатия и охлаждения воздуха в двухступенчатой КУ.

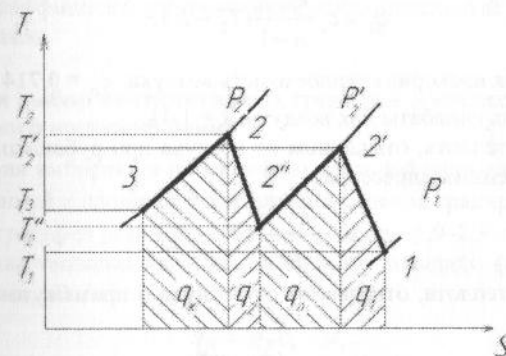


Рис. 5 Процессы в двухступенчатой КУ:

- 1-2' – политропный процесс сжатия воздуха в первой ступени компрессора;
- 2'-2'' – изобарный процесс отвода теплоты в промежуточном охладителе;
- 2''-3 – политропный процесс сжатия воздуха во второй ступени компрессора;
- 3-3' – изобарный процесс отвода теплоты в конечном охладителе; q_1 и q_2 – удельная теплота, отведенная при рубашечном охлаждении в цилиндрах первой и второй ступеней компрессора; q_3 и q_4 – удельная теплота, отведенная через промежуточный и конечный охладители

Температура сжатого воздуха после второй ступени компрессора:

$$T_2 = T_2'' \left(\frac{P_2}{P_1'} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

где $T_2'' = t_2'' + 273$, К.

Температура сжатого воздуха на выходе в конечной охладитель не должна превышать $t_2 = 160-170$ °С.

Температура сжатого воздуха на выходе из конечного охладителя, °С, допускается выше температуры выходящей охлаждающей воды не более чем на 18–20 °С, т. е.

$$t_3 = t_{в2} + (18-20).$$

2.7 Определение расхода охлаждающей воды для КС

Охлаждение сжатого воздуха в двухступенчатой КУ осуществляется подачей воды в специально выполненные полости в отливке корпуса (рубашечное охлаждение) и охладители – промежуточный и конечной (см. рис. 5).

Удельная теплота, отведенная от воздуха при рубашечном охлаждении первой ступени компрессора, кДж/кг:

$$q_1 = c_v \frac{k-n}{n-1} (T_2' - T_1),$$

где c_v – удельная изохорная теплоемкость воздуха; $c_v = 0,714$ кДж/(кг·К);

k – показатель адиабаты для воздуха; $k = 1,41$.

Удельная теплота, отведенная от воздуха при рубашечном охлаждении второй ступени компрессора:

$$q_2 = c_v \frac{k-n}{n-1} (T_2 - T_2'').$$

Удельная теплота, отведенная от воздуха в промежуточном охладителе:

$$q_n = c_p (T_2' - T_2''),$$

где c_p – удельная изобарная теплоемкость воздуха; $c_p = 1,005$ кДж/(кг·К).

Удельная теплота, отведенная от воздуха в конечной охладитель:

$$q_k = c_p (T_2 - T_3).$$

Тепловой поток, отведенный от воздуха в компрессорной установке, кВт:

$$Q_k = M_k (q_1 + q_2 + q_n + q_k),$$

где M_k – массовая подача компрессора, кг/с;

$$M_k = \frac{V_k}{60} \rho_n;$$

ρ_n – плотность воздуха при нормальных условиях; $\rho_n = 1,293$ кг/м³.

Объемный расход охлаждающей воды для одной компрессорной установки, м³/с:

$$V_{vy} = \frac{Q_k}{c_v \rho_v \cdot t_v},$$

где c_v – средняя удельная теплоемкость воды; $c_v = 4,18$ кДж/(кг·К);

ρ_v – средняя плотность воды; $\rho_v = 996$ кг/м³.

Общий расход охлаждающей воды на КС, необходимый для выбора оборудования насосной станции системы оборотного водоснабжения:

$$V_{охл} = 1,07 V_{vy} m_{уст},$$

где 1,07 – коэффициент, учитывающий дополнительный расход воды на маслоохладители.

2.8 Расчет и выбор вентиляторных градирен и насосов для системы оборотного водоснабжения

Градирня выбирается по значению удельной гидравлической нагрузки g_F , отнесенной к площади фронтального сечения градирни $F_{фг}$. Для вентиляторных градирен рекомендуется принять $g_F = 1,9-2,9$ кг/(м²·с).

Удельная тепловая нагрузка на единицу площади фронтального сечения градирни, кВт/м²:

$$q_F = g_F c_v \cdot \Delta t_v.$$

Необходимая суммарная площадь фронтального сечения градирен, м²:

$$\sum F_{фг} = \frac{Q_k m_{уст}}{q_F}.$$

По полученному значению $\sum F_{фг}$ и табл. IV Приложения выбирается конструкция, марка или количество секций градирни, площадь фронталь-

ного сечения $F_{\text{фг}}$, массовый расход воды G_r , высота подъема воды $H_{\text{под}}$ и рассчитывается число градирен:

$$n_r = \frac{\sum F_{\text{фг}}}{F_{\text{фг}}}.$$

Градири выбираются с наибольшим значением $F_{\text{фг}}$ и без резерва.

Удельная гидравлическая нагрузка выбранных градирен в расчетном режиме:

$$g_F^p = \frac{V_{\text{охл}} \rho_v}{n_r F_{\text{фг}}}.$$

Полученное значение g_F^p целесообразно сравнить с гидравлической нагрузкой выбранной градири в номинальном режиме:

$$g_F^n = \frac{G_r}{F_{\text{фг}}}.$$

Градири выбрана верно, если $g_F^p \leq g_F^n$.

В соответствии с заданием система оборотного водоснабжения КС выполняется по схеме с разрывом струи воды (рис. 6).

Система оборотного водоснабжения КС имеет две группы циркуляционных насосов. Насосы нагретой воды подают её из колодца в сопла градири, насосы охлажденной воды – из поддона градири на охлаждение оборудования КС.

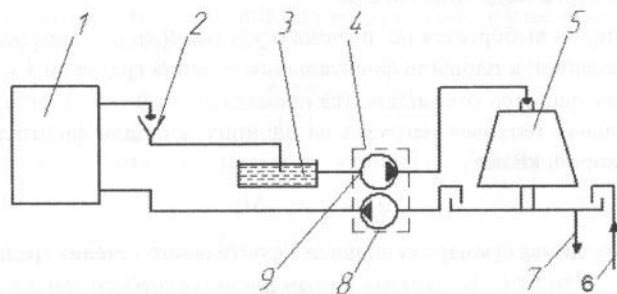


Рис. 6 Схема системы оборотного водоснабжения:

- 1 – КС; 2 – сливная воронка; 3 – колодец нагретой воды;
4 – циркуляционная насосная станция; 5 – градири; 6 – подпитка воды; 7 – сброс в канализацию; 8 – насосы охлажденной воды;
9 – насосы нагретой воды

В каждой группе насосов устанавливаются два-четыре насоса с одинаковой подачей, один из которых является резервным. Центробежные насосы подбираются по значениям объемного расхода и напора (табл. V Приложения). Объемная подача для групп насосов является одинаковой и равной $V_{\text{охл}}$.

Для насосов нагретой воды необходимый напор, м. вод. ст.:

$$H_{\text{нн}} = H_{\text{вс}} + H_{\text{под}} + H_{\text{с}} + H_{\text{т}},$$

где $H_{\text{вс}}$ – снижение напора во всасывающем трубопроводе; $H_{\text{вс}} = 2-2,5$ м вод. ст.;

$H_{\text{под}}$ – высота подъема воды для подачи в градири (см. табл. IV Приложения);

$H_{\text{с}}$ – снижение напора в соплах градири; $H_{\text{с}} = 4-6$ м вод. ст.;

$H_{\text{т}}$ – снижение напора в трубопроводе; $H_{\text{т}} = 5-10$ м вод. ст.

Для насосов охлажденной воды необходимый напор, м вод. ст.:

$$H_{\text{н.о}} = H_{\text{вс}} + H_{\text{к}} + H_{\text{т}},$$

где $H_{\text{к}}$ – снижение напора в системе охлаждения КС; $H_{\text{к}} = 2-3$ м вод. ст.

Для выбранных насосов выписываются их технические характеристики, указывается количество рабочих n_p и количество резервных $n_{\text{рез}}$ насосов.

Для проверки возможностей использования комплектного электродвигателя насоса рассчитывается потребная мощность электродвигателя, кВт:

$$N_{\text{эд}} = k_{\text{зап}} \frac{g \rho_v V_{\text{н}} H_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{эд}}},$$

где $V_{\text{н}}$ – объемная подача рабочего насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$H_{\text{н}}$ – требуемый напор;

$\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса (см. табл. V Приложения);

$\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателя; $\eta_{\text{эд}} = 0,8-0,9$;

$k_{\text{зап}}$ – коэффициент запаса; $k_{\text{зап}} = 1,1$.

Объемная подача рабочего насоса в расчетном режиме:

$$V_{\text{н}} = \frac{V_{\text{охл}}}{n_p}.$$

Если мощность электродвигателя в расчетном режиме отличается более чем на 20 % от мощности в номинальном режиме, делается вывод о замене электродвигателя насоса.

2.9 Выбор концевого охладителя для КУ

Площадь поверхности теплообмена охладителя, m^2 , определяется по формуле

$$F_k = \frac{q_k M_k}{k \cdot \Delta t_{cp}},$$

где k – коэффициент теплопередачи от воздуха к охлаждающей воде, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

Δt_{cp} – средняя логарифмическая разность температур воздуха и воды, $^{\circ}C$.

Для оценочных расчетов

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 – коэффициент конвективного теплообмена от воздуха к стенке трубы; $\alpha_1 = 60\text{--}100 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K)$;

δ – толщина стенки трубы; $\delta = 10^{-3} \text{ м}$;

λ – теплопроводность материала трубы; $\lambda = 50\text{--}70 \text{ Вт}/(m \cdot K)$;

α_2 – коэффициент конвективного теплообмена от стенки трубы к охлаждающей воде; $\alpha_2 = 3000\text{--}5000 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K)$.

Средняя логарифмическая разность температур воздуха и воды, $^{\circ}C$:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}},$$

где Δt_6 и Δt_m – большая и меньшая разности температур, $^{\circ}C$.

При вычислении Δt_{cp} рекомендуется принимать схему движения воздуха и охлаждающей воды в конечном охладителе противоточной, а температуры теплоносителей – по результатам расчетов в разделе 2.6.

Концевой охладитель выбирается по значениям пропускной способности по воздуху V_k и площади поверхности теплообмена F_k . Технические характеристики двухсекционных кожухотрубчатых концевых охладителей приведены в табл. VI Приложения.

2.10 Выбор фильтра для очистки всасываемого воздуха КУ от пыли

Устройства для очистки воздуха от пыли располагаются в фильтр-камере, помещение которой пристраивается к зданию КС. Здесь находятся воздухоприемник в виде окна с жалюзийной решёткой, пылеосадочная ка-

мера и фильтр. В пылеосадочной камере происходит грубая очистка поступающего в компрессоры воздуха от крупной (свыше 10 мкм) пыли под действием силы тяжести. Дальнейшая очистка воздуха происходит в фильтре.

На крупных КС для тонкой очистки воздуха используются воздушные фильтры. В них отделяются частицы диаметром меньше 10 мкм при концентрации пыли в воздухе не выше 1 мг/м³. Ячейки фильтра представляют собой разъемную металлическую коробку с размерами для прохода воздуха 0,5×0,5 м. Коробка заполняется наполнителем, выполненным из нескольких слоёв гофрированных стальных сеток или колец Рашига. Наполнитель смазан липким висциновым маслом, имеющим низкую температуру затвердевания. Технические характеристики масляных фильтров, смонтированных в виде плоских панелей, приведены в табл. VII Приложения.

Площадь поперечного сечения фильтра, m^2 , определяется по формуле

$$F_{\phi} = \frac{V_k}{60 q_{\phi}},$$

где q_{ϕ} – удельная нагрузка фильтра по воздуху; $q_{\phi} = 1,25\text{--}1,4 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$.

Фильтр выбирается по полученному значению F_{ϕ} и пропускной способности V_k (см. табл. VII Приложения).

Концентрация пыли в воздухе до фильтра, $кг/м^3$:

$$S_{вх} = \frac{S_{вых}}{1 - \eta_{\phi}},$$

где $S_{вых}$ – концентрация пыли в воздухе после фильтра; $S_{вых} = 1 \text{ мг}/м^3$;

η_{ϕ} – коэффициент очистки; $\eta_{\phi} = 0,7\text{--}0,85$.

Коэффициент сопротивления фильтра, $кг/(м^2 \cdot \text{с})$:

$$\lambda = \frac{h_1}{q_{\phi}},$$

где h_1 – начальное сопротивление чистого фильтра; $h_1 = 100 \text{ Па}$.

Удельный рост сопротивления (критерий пылеемкости), $Н/кг$:

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

где h_2 – конечное сопротивление загрязненного фильтра; $h_2 = 250 \text{ Па}$;

m – едельная пылеемкость фильтра; $m = 0,5 \text{ кг}/м^2$.

Пылеемкость фильтра (наибольшая масса пыли, удерживаемая фильтром за период эксплуатации), $кг$:

$$M_{\phi} = m \cdot F_{\phi}.$$

2.11 Выбор воздухохборника

Воздухохборники устанавливают в основном для сглаживания пульсаций давления, снижающих производительность компрессора на 1,5–3,0 % и увеличивающих расход электроэнергии.

Пульсации давления возникают от неравномерной и прерывной подачи поршневых компрессоров, включения в воздушную сеть потребителей и отключения их от нее. Разрешается устанавливать воздухохборники на каждый компрессор или один общий воздухохборник на несколько компрессоров, но с возможностью их отключения от него.

Необходимый объем воздухохборника, м³, может быть определен по эмпирической формуле

$$V_{\text{вс}} = 1,6 \sqrt{V_{\text{к}}},$$

где $V_{\text{к}}$ – производительность компрессора или компрессоров, м³/мин, подающих воздух в воздухохборник.

По значениям $V_{\text{вс}}$ и p_2 выбирается подходящий промышленный воздухохборник (табл. VIII Приложения).

2.12 Определение диаметров основных воздухопроводов КС

Диаметр воздухопровода, м, определяется по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4V}{60w\pi}},$$

где w – рекомендуемая скорость воздуха; для всасывающего трубопровода $w = 8$ –10 м/с; для нагнетательных трубопроводов $w = 15$ –20 м/с;

V – объемный расход воздуха, м³/мин; для всасывающего трубопровода $V = V_{\text{к}}$; для нагнетательного трубопровода компрессора $V = V_{\text{к}} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}$;

для магистрального трубопровода $V = V_{\text{в}}^{\text{макс}} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}$.

Из сортамента стальных трубопроводов (табл. IX Приложения) необходимо подобрать диаметры всасывающего, нагнетательного и магистрального воздухопроводов и указать условные диаметры d_y .

2.13 Определение расхода смазочного масла

Средний удельный расход смазочного масла, г/ч, на двухступенчатый компрессор ($P_2 \leq 0,9$ МПа) определяется по формуле

$$m_{\text{м}} = 7,2K \cdot V_{\text{к}},$$

где K – опытный коэффициент; $K = 0,9$ –1,0 для оппозитных компрессоров; $K = 0,8$ – для угловых компрессоров.

Годовой расход смазки, кг/год, на КС определяется по формуле

$$M_{\text{м}} \approx \tau \cdot m_{\text{уст}} \cdot m_{\text{м}} \cdot 10^{-3},$$

где τ – число часов эксплуатации каждого компрессора в год; можно принять $\tau = 5000$ ч.

В поршневых компрессорах типов ВП и ВМ существуют две системы смазки:

- цилиндров и сальников штоков;
- узлов трения механизма движения.

Уплотнения поршня и сальников штоков находятся в контакте с горячим воздухом под повышенным давлением. Компрессорные масла, используемые для смазки этих узлов, приведены в табл. X Приложения.

К этим маслам предъявляются следующие требования:

- достаточная вязкость при высоких рабочих температурах для создания устойчивой пленки на поверхностях трущихся деталей;
- стабильность, т. е. способность не вступать в соединения со сжимаемым воздухом и материалами детали;
- хорошая подвижность, т. е. работа без пробок в маслопроводах.

В цилиндр и сальники масло подается под давлением специальным насосом – лубрикатором, который имеет несколько плунжерных насосных элементов с индивидуальным регулированием количества подаваемого масла.

Масла для смазки механизма движения при раздельной смазке рекомендуется выбирать с кинематической вязкостью $\nu = (40\text{--}60)10^{-6}$ м²/с. Наибольшее распространение получили индустриальные масла (табл. XI Приложения). Смазка механизма движения выполняется циркуляционной под давлением, создаваемым шестерёнчатый насосом. Это даёт возможность постоянно очищать масло от механических примесей. Масло может заливаться в картер (раму) или специальный бак.

Для каждой системы смазки выбранного компрессора следует привести наименование применяемого масла и дать его краткую характеристику, указать годовой расход масла по системам смазки. Считать, что расход масла на смазывание цилиндров и сальников составляет:

$$M_{\text{с}} = (0,57\text{--}0,62)M_{\text{м}}.$$

2.14 Расчет расхода электроэнергии

Расход электроэнергии рассчитывается по удельному расходу $\mathcal{E}$, кВт·ч/нм³.

С достаточной для практики точностью удельный расход электроэнергии принимается:

- на клеммах электродвигателей компрессоров $\mathcal{E}_к = 0,11$ кВт·ч/нм³;
- на насосной станции (в системе охлаждения) $\mathcal{E}_{охл} = 0,2\mathcal{E}_к = 0,022$ кВт·ч/нм³.

Удельный расход электроэнергии на собственные нужды КС (освещение, вентиляцию, работу грузоподъемных механизмов и др.) в среднем не превышает 1 % от общего расхода.

Отсюда общий удельный расход электроэнергии, кВт·ч/нм³:

$$\mathcal{E}_\Sigma = 1,01(\mathcal{E}_к + \mathcal{E}_{охл}).$$

Годовой расход электроэнергии, кВт·ч/год:

$$\mathcal{E}_{год} = 60\mathcal{E}_\Sigma \cdot V_{сут}^{cp} \cdot \tau',$$

где τ' – число часов работы КС в год; $\tau' = 8000$ ч.

2.15 Разработка принципиальной схемы КС

Принципиальная (полная) схема КС предназначена для того, чтобы дать полное представление о составе оборудования и его взаимном соединении. Схема служит основанием для разработки других конструкторских документов, например, компоновки оборудования.

В соответствии с ранее составленной функциональной схемой изображают все элементы при помощи условных графических изображений, отражающих конструктивные особенности элементов. Число обозначений данного вида должно быть равно числу соответствующих подобранных элементов, включая резервные.

Изображения элементов располагают по ходу движения различных потоков воздуха, воды и других сред, объединяя их в функциональные группы. Изображениям элементов и функциональных групп присваивают позиционные обозначения.

Элементы, подобранные в виде полностью смонтированных на заводе агрегатов, например, компрессоры, изображаются в виде функциональной группы элементов, составляющей данный агрегат. Если агрегатов данного вида несколько, то допускается для удобства чтения схемы приводить только одно подробное изображение агрегата, а остальные показывать рядом в виде штрихпунктирного прямоугольника с тем же позиционным обозначением и обвязкой трубопроводов.

На условных обозначениях элементов показывают расположение всех штуцеров (патрубков), манометров и предохранительных клапанов.

Элементы установки соединяют основными и вспомогательными трубопроводами.

Общие принципы построения схемы сводится к следующему.

Всасывающий воздухопровод обеспечивает подачу воздуха от заборника воздуха и воздушного фильтра до всасывающего патрубка каждого компрессора. Нагнетательный воздухопровод связывает вспомогательное оборудование (концевой охладитель воздуха, водомаслоотделитель, ресивер) от нагнетательного патрубка компрессора до магистрального воздухопровода, по которому воздух подается потребителям. Схема должна предусматривать совместную работу всех компрессоров на магистральный воздухопровод и возможность отключения от него каждого из них.

Оборудование КС, имеющее водяное охлаждение, соединяется с коллектором нагретой воды и далее с градирнями и циркуляционными насосами.

Схема циркуляционной смазки механизма движения каждого компрессора предусматривает подачу масла шестеренным насосом через маслоохладитель по маслопроводам в подшипники коленчатого вала, шатунные подшипники, направляющие и пальцы крейцкопфов. Масло заливается в картер и обратно сливается в него после использования. Масла фильтруется после картера перед шестеренным насосом.

Разрабатываются дополнительные меры, обеспечивающие безопасную надежную и эффективную работу отдельных элементов и КС в целом, а также рассматривается возможность проведения вспомогательных операций по примерному перечню технических решений (табл. XII Приложения).

Графическая информация, содержащаяся на принципиальной схеме, должна быть дополнена текстом в пояснительной записке. Описание принципиальной схемы КС может быть составлено в следующем порядке:

- а) раскрываются общие принципы построения схемы, её существенные и отличительные признаки;
- б) указываются и характеризуются технические решения, обеспечивающие безопасную, надежную и эффективную работу отдельных элементов и системы в целом;
- в) описываются вспомогательные операции, проведение которых предусмотрено схемой.

2.16 Компоновка оборудования КС

В помещении КС располагаются компрессоры, охладители, маслово-доотделители, насосы.

Предварительно определяют строительную площадь здания КС, м²:

$$F_{стр} = \sum K_i f_i,$$

где f_i – площадь, занимаемая i -м элементом оборудования;

K_i – коэффициент, учитывающий дополнительную площадь для обслуживания оборудования, устройства подсобных и бытовых помещений.

Значение коэффициента K_i принимается в зависимости от площади в плане единицы оборудования: 4 – при $f_i < 2 \text{ м}^2$; 3,5 – при $2 < f_i < 4 \text{ м}^2$; 3 – при $4 < f_i < 6 \text{ м}^2$; 2,5 – при $6 < f_i < 10 \text{ м}^2$; 2 – при $f_i > 10 \text{ м}^2$.

При разработке чертежа общего вида КС уточняются размеры здания с учетом типовых строительных конструкций и состава вспомогательных помещений.

Для КС предусматривают одноэтажное отдельно стоящее здание или пристройку к производственному зданию. Высота основных помещений машинного зала должна быть кратной 0,6 м, но не менее 4,8 м, чтобы можно было смонтировать грузоподъемные средства. Ширина поперечного пролета здания принимается кратной 3 м (6,12,15 и т. д.), шаг колонн по длине здания – 6 м.

Конструкция наружных стен: кирпичная кладка 380 мм или сборные бетонные панели 240 или 300 мм (в зависимости от климатических условий). Конструкция внутренних стен: кирпичная кладка 250 мм, сборные бетонные панели 200 мм. Конструкции перегородок: кирпичная кладка 65 или 130 мм, сборные бетонные панели 100 мм.

Кроме основных помещений, предусматриваются вспомогательные и подсобно-бытовые помещения, необходимые для функционирования КС и обеспечения санитарно-бытовых условий для обслуживающего персонала. Помещения размещают с одной или двух сторон здания. Вход в эти помещения должен быть через отдельный коридор, имеющий вход снаружи и связанный дверью с машинным залом. Эта часть здания может быть двухэтажной с высотой помещений 3 м и должна иметь наименьшую ширину: прохода – 1 м, дверей – 0,8 м, коридора – 1,4 м, марша лестницы – 1,05 м, лестничной клетки – 2,15 м. Примерный состав вспомогательных и подсобно-бытовых помещений КС приведен в табл. XIII Приложения.

Здание КС должно иметь не менее двух выходов максимально удаленных друг от друга. Один из выходов должен быть непосредственно наружу. Для зданий средних и северных зон этот выход оборудуется тамбуром. Второй выход делают через коридор подсобно-бытовых помещений. Расстояние от наиболее удаленного рабочего места до ближайшего выхода должно быть не более 100 м. Все двери из помещений должны открываться в сторону выхода. Такое расположение и устройство выходов регламентируется требованиями по эвакуации людей в аварийных ситуациях.

В здании КС не допускается устройство подвальных помещений для расположения теплообменных аппаратов, насосов и прокладки трубопроводов. В помещении главного щита автоматизации и пульта управления

допускается устанавливать в стене, смежной с машинным залом, окно с остеклением площадью не более 3 м^2 .

Трансформаторная подстанция проектируется отдельным блоком на одну или две камеры для трансформаторов. Двери из этих помещений выходят наружу. К трансформаторной подстанции примыкает помещение электrorаспределительных устройств. Трансформаторная подстанция может проектироваться в виде отдельно стоящего здания.

Оборудование размещают компактно по ходу движения воздуха в соответствии с принципиальной схемой, группируя машины и аппараты по их функциональному назначению. При этом необходимо соблюдать правила техники безопасности и обеспечивать удобство обслуживания, возможность проведения ремонтных работ и дальнейшего расширения КС.

При расположении компрессорных агрегатов регламентируются минимальные проходы и отступы:

- главный проход между агрегатами – не менее 1,5 м; на крупных установках – до 2,5 м;
- проход между выступающими частями агрегатов – не менее 1 м;
- отступ между стеной и агрегатом – не менее 0,8 м, если требуется обслуживание со стороны стены.

Для разборки и ремонта оборудования предусматривают свободное место, достаточное для выемки наиболее длинной детали. Предусматриваются монтажные проемы (окна, ворота или двери) в соответствии с габаритами оборудования. Для расширения помещения КС оставляют свободной площадку территории, примыкающую к одному из торцов здания.

Компрессорные агрегаты типа ВП располагают обычно по одно- или двухрядной схеме на наиболее освещенной естественным светом площади машинного зала. Оппозитные компрессоры типа ВМ размещают в машинном зале на отметке 3...5 м (второй этаж), а вспомогательное оборудование и трубопроводы находятся на отметке ноль.

Воздухосборники устанавливают на фундаменте вне здания на расстоянии не менее 1 м и по периметру их ограждают.

3 Графическая часть

Графическая часть проекта выполняется на двух листах чертежной бумаги формата А1 (594×841 мм).

Чертежи имеют следующие наименования:

- 1) станция компрессорная. Схема принципиальная гидравлическая;
- 2) станция компрессорная. Чертеж общего вида.

Поле листа принципиальной схемы заполняется следующим образом: с левой стороны на большей части листа располагается схема с обо-

Таблица I

Характеристики потребителей сжатого воздуха

№ потребителя	Наименование оборудования	Тип	Средний расход воздуха $q_{ср}$, $\text{м}^3/\text{мин}$	Коэффициент использования $k_{и}$
1	Ковочные или штамповочные молоты	0,5 т	10	0,65–0,75
2		0,75 т	13,0	0,6–0,7
3		1,0 т	16,5	0,6–0,7
4		1,5 т	20,0	0,6–0,7
5		2,0 т	24,0	0,6–0,7
6		3,0 т	30,0	0,6–0,7
7		5,0 т	40,0	0,5–0,65
8		10,0 т	55,0	0,4–0,5
9	Молотки	Клепальные	1,0–1,5	0,3–0,45
10		Отбойные	1,2–1,5	0,3–0,5
11		Бурильные	2,0–4,0	0,3–0,4
12	Сверлильные машины	0,15–2,0 кВт	0,3–0,5	0,3–0,6
13	Шлифовальные машины	0,15–1,1 кВт	0,5–2,0	0,4–0,8
14	Машины для резки металла (пилы, ножницы)	0,2–1,3 кВт	0,5–2,0	0,4–0,8
15	Винтозавертывающие машины	0,15–1,0 кВт	0,4–3,0	0,3–0,6
16	Вибраторы	–	1,0–3,0	0,3–0,4
17	Трамбовки	Для грунта	1,2	0,2–0,4
18		Для бетона	0,6	0,2–0,4
19	Пистолеты, краскораспылители	–	0,1–0,8	0,5–0,8
20	Форсунки мазутные	–	0,3–1,0	0,6–0,9
21	Пескоструйные аппараты	0,5 МПа	1,0–4,0	0,4–0,8

Библиографический список

1. Гладышев Н. Н. Технологические энергоносители предприятий (Воздухоснабжение промышленных предприятий): учебное пособие / Н. Н. Гладышев, В. В. Филатов, Т. Ю. Короткова, В. Д. Иванов. – СПб. : ГОУ ВПО СПбГТУРП, 2008. – 110 с.
2. Портнов В. В. Воздухоснабжение промышленного предприятия : учебное пособие / В. В. Портнов. – Воронеж : ГОУ ВПО ВГТУ, 2007. – 228 с.
3. Филатов В. В. Технологические энергоносители предприятий : учебное пособие / В. В. Филатов, А. Б. Буянов. – СПб. : ФГОУ ВПО ИГУПС, 2006. – 52 с.
4. Рахмилевич З. З. Компрессорные установки / З. З. Рахмилевич. – М. : Химия, 1989. – 272 с.

Таблица II

Основные технические характеристики воздушных поршневых компрессоров

Тип компрессора	Производительность V_k , л/мин	Конечное давление p_2 , МПа	Частота вращения, мин^{-1}	Мощность, кВт	Расход масла, г/ч
Оппозитные компрессоры					
2BM2,5-12/9	12	0,9	1000	75	30
2BM 4-24/9	24	0,9	1000	125	92
2BM 10-50/8	50	0,9	500	315	175
2BM 10-63/9	63	0,9	600	400	187
4BM 10-100/9	100	0,9	500	630	300
4BM 10-120/9	120	0,9	600	800	360
Прямоугольные (угловые) компрессоры					
ВП2-10/9М2	10	0,9	750	75	—
ВП2-10/9М	12	0,9	750	75	—
ВП3-20/9	20	0,9	500	125	—
ВП3-20/9М3	22	0,9	500	150	—
ВП5-30/9М3	30	0,9	500	200	—

Таблица III

Параметры атмосферного воздуха

Город	Температура в самый жаркий месяц, °С		Относительная влажность в самый жаркий месяц $\phi_{ж}$, %
	Среднемесячная $t_{ж}$	Средняя максимальная $t_{\text{макс}}$	
Волгоград	24,2	28,6	31
Вологда	18,0	22,1	61
Москва	19,3	21,6	54
Орск	21,3	26,3	53
Ростов-на-Дону	22,9	27,4	41
Рязань	18,8	23,0	49
Самара	20,7	24,2	48
Саратов	22,1	25,7	41
Санкт-Петербург	17,8	21,1	59
Тверь	17,2	21,6	57

Таблица IV

Характеристики вентиляторных градиен

Конструкция	Количество секций, марка	Расположение вентилятора	Фронтальное сечение $F_{фр}$, м^2	Расход воды G_r , кг/с	Высота $H_{под}$, м
ГПВ	ГПВ-80	верхнее	1,74	4,44	2,2
— " —	ГПВ-160	— " —	3,92	8,08	2,52
— " —	ГПВ-320	— " —	6,5	17,76	2,485
секционная	2	нижнее	4,0	11,1	6,5
— " —	4	— " —	8,0	22,2	6,5
— " —	6	— " —	12,0	33,3	6,5
— " —	2	— " —	16,0	44,4	6,8
— " —	3	— " —	24,0	66,6	10,56
— " —	3	верхнее	48,0	93,3	10,56
— " —	4	— " —	64,0	124,4	10,56
— " —	5	— " —	80,0	155,6	10,56
— " —	6	— " —	96,0	186,7	10,56

Таблица V

Технические характеристики насосов

Типоразмер	Подача V , $\text{м}^3/\text{ч}$	Напор H , м	КПД η_n , %	Мощность электродвигателя $N_{эл}$, кВт
K8/18	8	18	53	1,5
K-50-32-125	12,5	20	55	2,2
K-65-50-160	25	32	64	5,5
K-80-65-160	50	32	70	7,5
НКУ-90	90	38	68	20
K-100-80-160	100	32	77	15
НКУ-140М-А	150	35	70	25
НКУ-250	250	32	69	40

Таблица VI

Технические характеристики двухсекционных кожухотрубчатых концевых охладителей воздуха

Пропускная способность V_k , $\text{м}^3/\text{мин}$	Площадь поверхности теплообмена F_k , м^2	Диаметр корпуса D_y , мм	Диаметр патрубков для воздуха d_y'' , мм	Диаметр патрубков для воды d_y' , мм	Общая длина, мм	Высота, мм
10	4,85	150	100	25	2573	1163
20	10,7	200	125	32	3265	1503
40	17,3	250	150	40	3273	1553
60	20,2	250	150	40	3870	1563
100	32,0	300	200	70	3867	1603

Таблица VII

Технические характеристики ячейковых масляных фильтров для очистки воздуха

Площадь поперечного сечения фильтра F_ϕ , м^2	Пропускная способность V_k , $\text{м}^3/\text{мин}$	Количество ячеек в панели	Компоновка ячеек в панели	Размеры панели, мм
0,25	20	1	1	594×594
0,50	40	2	1×2	594×1110
1,00	80	4	2×2	1110×1110
1,50	120	6	2×3	1110×1636

Таблица VIII

Технические характеристики воздухоборников на рабочее давление 0,9 МПа

Параметры	Марка воздухоборника					
	P-5	P-6,5	P-8	P-10	P-16	P-20
Объем $V_{\text{вс}}$, м^3	5	6,5	8	10	16	20
Наружный диаметр, мм	1400	1400	1600	1600	1800	2000
Высота, мм	4030	4750	4604	5600	6915	6955
Масса, кг	1300	1500	1770	2125	3680	4235
Условный диаметр патрубков для воздуха D_y , мм	100	125	200	200	200	200
Условный диаметр патрубков для дренажа D_y , мм	25	25	25	25	25	25

Таблица IX

Характеристики стальных бесшовных труб

Условный диаметр d_y , мм	Наружный диаметр d_n , мм	Номинальный внутренний диаметр d_b , мм	Площадь сечения по внутреннему диаметру f , м^2
32	38	30	0,00706
40	45	37	0,0107
50	57	50	0,0196
70	76	68	0,0367
80	89	80	0,0502
100	108	100	0,0785
125	133	125	0,122
150	159	150	0,177
200	219	205	0,329
250	273	259	0,528
300	325	307	0,74
350	377	359	1,101
400	426	406	1,29
450	480	456	1,63
500	530	502	1,98

Таблица X

Компрессорные масла для смазывания цилиндров и сальников

Основные параметры	K-12	K-19	KC-19	K-28
Вязкость кинематическая при 100 °C, ν , $\text{м}^2/\text{с} \times 10^{-6}$	11–14	17–21	18–22	26–30
Температур вспышки (не ниже), °C	216	245	270	275
Температура застывания (не выше), °C	–25	–15	–15	0

Таблица XI

Индустриальные масла для смазывания механизма движения

Основные параметры	И-45	И-50	И-40А	И-50А
Вязкость кинематическая при 50 °C, ν , $\text{м}^2/\text{с} \times 10^{-6}$	38–52	48–58	35–45	45–55
Температура вспышки (не ниже), °C	190	200	200	200
Температура застывания (не выше), °C	–15	–20	–15	–20

Таблица XII

**Дополнительные технологические решения, разрабатываемые
на принципиальной схеме КС**

Цель разработки	Техническое решение
Повышение надежности	Предусматриваются резерв оборудования, обратные клапаны, грязевики, фильтры
Гибкость в работе	Обеспечение индивидуальной работы каждой КУ, устройство обводных линий с запорными вентилями
Защита компрессоров и нагнетательных воздухопроводов от последствий вспышки масла	Установка на нагнетательных воздухопроводах задвижек, связывающих их с атмосферой
Облегчение запуска поршневых компрессоров	Предусматриваются пусковой разгрузочный вентиль и задвижка перед концевым охладителем
Безопасность эксплуатации	Компрессоры, аппараты и сосуды, работающие под давлением, обеспечиваются контрольно-измерительными приборами и предохранительными устройствами
Удаление масла и конденсата из системы	Предусматривается бак масляных продувок с коллектором, к которому присоединяются охладители, воздухооборники, водомаслоотделители
Пополнение потерь воды в системе оборотного водоснабжения	Прокладка трубопровода подпитки свежей водой к градирне
Выпуск воздуха из системы водоснабжения	Предусматриваются воздушники на насосах и коллекторах воды
Контроль за наличием охлаждающей воды	Установка на каждой КУ сливной воронки

Таблица XIII

Примерный состав вспомогательных помещений КС

Наименование помещений	Ориентировочная площадь, м ²
Трансформаторная подстанция с двумя камерами	36
Электрораспределительное устройство	18–24
Главный щит автоматизации и пульт управления	18–24
Слесарно-механическая мастерская с участком КИПиА	36–48
Кладовая для запасных частей и вспомогательных материалов	12–16
Комната начальника цеха	16–18
Комната для приема пищи	12–16
Гардероб, санузел с умывальником, душ	18–24
Отопительно-вентиляционные пункты	16–18

Содержание

Введение	3
1 Тематика курсовых проектов	4
1.1 Формирование тем индивидуальных заданий	4
1.2 Задание на курсовой проект	4
1.3 Требования к пояснительной записке	7
2 Расчетная часть	8
2.1 Составление функциональной схемы КС	8
2.2 Расчет расхода сжатого воздуха	11
2.3 Построение суточного графика размерного расхода воздуха	13
2.4 Выбор компрессоров для КС	14
2.5 Проверка мощности приводного электродвигателя компрессоров	17
2.6 Расчет рабочих процессов в КУ	17
2.7 Определение расхода охлаждающей воды для КС	20
2.8 Расчет и выбор вентиляторных градирен и насосов для системы оборотного водоснабжения	21
2.9 Выбор концевой охладитель для КУ	24
2.10 Выбор фильтра для очистки всасываемого воздуха КУ от пыли	24
2.11 Выбор воздухооборника	26
2.12 Определение диаметров основных воздухопроводов КС	26
2.13 Определение расхода смазочного масла	27
2.14 Расчет расхода электроэнергии	28
2.15 Разработка принципиальной схемы КС	28
2.16 Компоновка оборудования КС	29
3 Графическая часть	31
Библиографический список	32
Приложение	33

Учебное издание

СИСТЕМА ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Методические указания
к выполнению курсового проекта

Составители: **Филатов В. В., Никольский Д. В.**

Редактор и корректор *Г. Н. Кириллова*
Компьютерная верстка *М. С. Савастеевой*

План 2014 г., № 110

Подписано в печать с оригинал-макета 08.09.17
Формат 60×84^{1/16}. Бумага для множ. апп. Печать ризография.
Усл. печ. л. 2,5. Тираж 100 экз.

Заказ 734.

ФГБОУ ВО ПГУПС. 190031, СПб., Московский пр., 9.
Типография ФГБОУ ВО ПГУПС. 190031, СПб., Московский пр., 9.