

В.Г. Казаков, Е.Н. Громова

**РАСЧЁТ СИСТЕМЫ
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
В ПРОИЗВОДСТВЕННОМ ПОМЕЩЕНИИ**

**Учебно-методическое пособие по выполнению курсовых
работ для обучающихся по направлению
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
очной и заочной форм обучения**

Санкт-Петербург

2018

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

В.Г. Казаков, Е.Н. Громова

**РАСЧЁТ СИСТЕМЫ
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
В ПРОИЗВОДСТВЕННОМ ПОМЕЩЕНИИ**

**Учебно-методическое пособие по выполнению курсовых
работ для обучающихся по направлению
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
очной и заочной форм обучения**

Санкт-Петербург

2018

УДК 676.621.1(075)

ББК 35.77я 7

К 140

Казаков В.Г., Громова Е.Н. Расчет системы кондиционирования воздуха в производственном помещении: учебно-методическое пособие по выполнению курсовых работ для обучающихся по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» очной и заочной форм обучения / ВШТЭ СПбГУПТД. - СПб., 2018. – 54 с.

Приведены краткие сведения о кондиционировании воздуха в помещениях производственного назначения. Изложена методика расчёта систем кондиционирования воздуха на основе избыточных тепловыделений в помещении, предложена схема организации воздухораспределения и её расчёт. Прилагается перечень литературы, вспомогательные таблицы, справочные величины и диаграммы.

Предназначается для обучающихся всех форм обучения по направлению 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника при выполнении курсовых работ по дисциплине и выпускных квалификационных работ .

Рецензенты:

профессор кафедры теплосиловых установок и тепловых двигателей ВШТЭ СПбГУПТД, канд. техн. наук Н.Н. Гладышев;

доцент кафедры «Теплоэнергетика и теплосиловые установки» Санкт-Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра 1, канд. техн. наук В.И. Крылов.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве учебно-методического пособия.

© Высшая школа технологии и энергетики
СПбГУПТД, 2018

© Казаков В.Г., Громова Е.Н.,
2018

ВВЕДЕНИЕ

Под кондиционированием воздуха понимается создание и автоматическое поддержание в закрытых помещениях и сооружениях основных параметров воздушной среды: температуры, влажности, давления, чистоты, газового и ионного состава, наличия запахов и скорости движения воздуха.

Комплекс технических средств, осуществляющих требуемую обработку воздуха (фильтрацию, подогрев, охлаждение, осушку и увлажнение), транспортирование его и распределение в обслуживаемых помещениях, устройства для глушения шума, вызываемого работой оборудования, источники тепло- и хладоснабжения, средства автоматического регулирования и управления, а также вспомогательное оборудование составляют систему кондиционирования воздуха.

Устройство, в котором осуществляется термовлажностная обработка воздуха и его очистка, называется кондиционером. Установки кондиционирования воздуха обеспечивают в помещениях необходимый микроклимат для создания условий комфорта и нормального протекания технологического процесса.

В общем случае расчёт систем кондиционирования воздуха производится на основе избыточных тепловыделений, влаговыведений, содержания вредных газов или пыли. В настоящем пособии рассматривается вариант расчёта, основанный только на избыточных тепловыделениях.

Обеспечение требуемых параметров воздушной среды помещений различного назначения регламентируется соответствующими строительными нормами и правилами (СНиП), техническими условиями (ТУ) и другими нормативными документами.

1. Общие сведения о системах кондиционирования воздуха

1.1. Классификация систем кондиционирования воздуха

Системы кондиционирования воздуха по назначению можно подразделить на комфортные, технологические и комфортно-технологические. В первом случае обеспечиваются нормируемые

параметры воздушной среды для человека, во втором случае – параметры технологического процесса, третьем случае предполагается обеспечение нормируемых параметров технологического процесса в условиях постоянного пребывания обслуживающего персонала.

По принципу централизации их функций системы кондиционирования разделяются на центральные, местные, неавтономные и автономные.

В центральных системах источники холода и теплоты централизованы. Распределение воздуха по отдельным помещениям производится с помощью разветвлённых сетей воздуховодов.

Местные неавтономные системы имеют централизованные источники холода и теплоты. Обработка воздуха производится в местных кондиционерах, которые располагают непосредственно в обслуживаемых ими помещениях. В этом случае система распределительных воздуховодов отсутствует. Питание местных неавтономных кондиционеров теплоносителем и хладоносителем производится с помощью трубопроводов, с центральными источниками теплоты и холода.

Автономные системы отличаются тем, что в каждом кондиционируемом помещении устанавливаются автономные кондиционеры с индивидуальными, встроенными в общий корпус кондиционера, холодильными машинами. Кроме перечисленных систем возможны и другие устройства кондиционирования воздуха.

По режиму работы кондиционеры подразделяются на круглогодичные, поддерживающие требуемые параметры воздуха в течение всего года, и сезонные, осуществляющие для холодного периода нагрев и увлажнение воздуха, а для тёплого периода – охлаждение и осушение воздуха.

По давлению, развиваемому вентилятором, различают системы кондиционирования воздуха низкого ($\Delta P < 1,0$ кПа), среднего ($1,0 < \Delta P < 3,0$ кПа) и высокого давления ($\Delta P > 3,0$ кПа).

По схеме обработки воздуха системы кондиционирования делятся на прямоточные, характерные тем, что обработке в кондиционере подлежит только наружный (свежий) воздух, и рециркуляционные, характеризующиеся обработкой в кондиционерах смеси наружного и части рециркуляционного (отработавшего) воздуха.

1.2. Принципиальная схема приточной системы кондиционирования воздуха

Приточные схемы обычно применяют в тех случаях, когда по условиям запылённости или загазованности использование рециркуляционного воздуха не допускается и кондиционеры работают только на наружном воздухе. Принципиальная схема приведена на рис.1.

В тёплый период года наружный воздух в полном количестве L_0 проходит через фильтр, где осуществляется его очистка, поступает в оросительную камеру, в которой разбрызгивается охлаждённая вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы.

При контакте воздуха с капельками воды он охлаждается и осушается, приобретая в конце оросительной камеры заданное влагосодержание при насыщении, обычно равном $\phi \approx 95\%$. Так как при этом температура воздуха становится ниже необходимой температуры приточного воздуха, то для доведения до указанной температуры воздух после оросительной камеры направляется в калорифер второго подогрева, в котором он нагревается до заданной температуры выхода воздуха из кондиционера.

Во избежание механического выноса капель воды на выходе из оросительной камеры устанавливается жалюзийная решётка (каплеуловитель). Обработанный воздух вентилятором подаётся в помещение.

Вода, собирающаяся в поддоне оросительной камеры, поступает в холодильную машину, где она охлаждается до необходимой температуры и насосом по системе трубопроводов подаётся в форсунки, расположенные в оросительной камере.

В холодный период года наружный воздух в полном количестве L_0 поступает в калорифер первого подогрева, в котором он подогревается до той температуры, при которой его теплосодержание будет соответствовать расчётному теплосодержанию адиабатического процесса увлажнения. Затем воздух поступает в оросительную камеру, где происходит адиабатический процесс увлажнения, в результате которого воздух получает заданное влагосодержание (приточного воздуха) при относительной влажности $\phi \approx 95\%$.

При адиабатическом процессе испарения температура воздуха на выходе из оросительной камеры достаточно близка к температуре мокрого термометра, которая обычно ниже заданной температуры приточного воздуха, и для доведения его температуры до заданной он

подвергается дополнительному нагреву в калорифере второго подогрева.

Узел охлаждения и подачи воды в оросительную камеру работает в требуемом режиме. Обработанный воздух вентилятором подаётся в помещение.

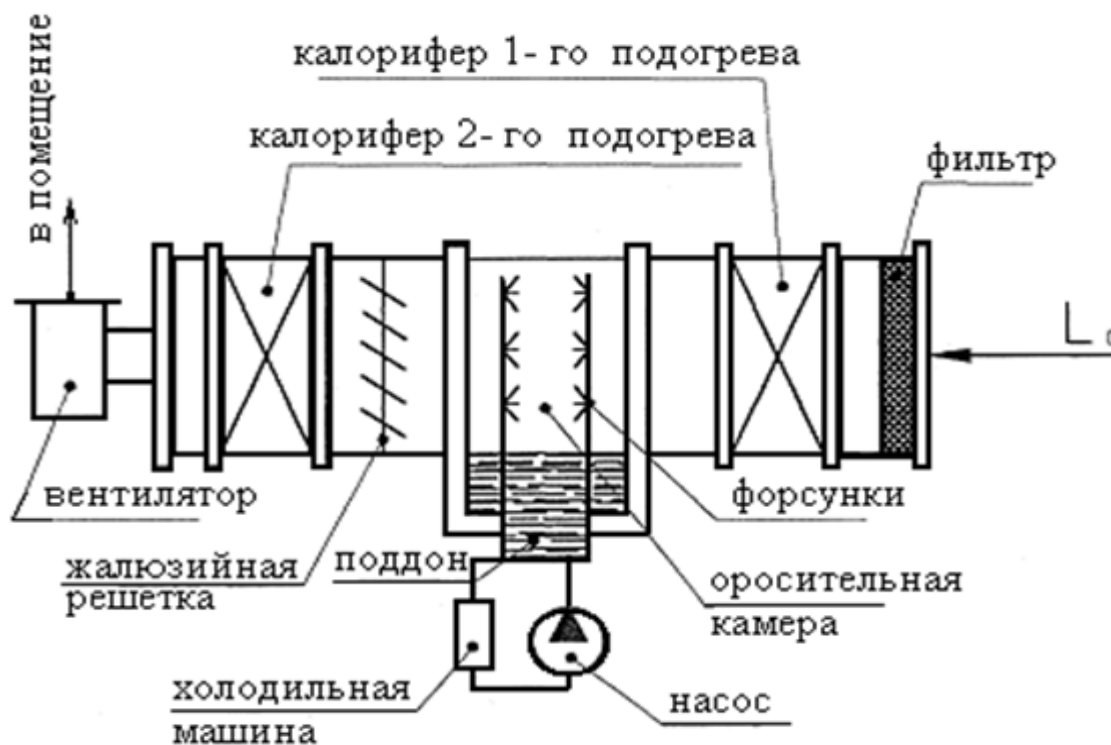


Рис.1. Принципиальная схема прямооточной системы кондиционирования воздуха

1.3. Формулировка задания на курсовую работу

Общая постановка задачи состоит в следующем. Производственное помещение представляет собой цех, полностью занимаемый один из этажей отдельно стоящего трёхэтажного здания. Ширина здания цеха – b , м ; длина здания цеха – l , м ; высота каждого этажа (цеха) – h , м. На всех трёх этажах расположены аналогичные производства. Категория работ в помещении - Па.

Торцевые стенки здания глухие, ориентированы на север и юг. В боковых стенках цеха, ориентированных на запад и восток, имеются световые проёмы с двойным остеклением в металлических переплётах общей площадью F_0 , m^2 . Освещение производится люминисцентными лампами. В летний период включается 60 % ламп. Светозащитные устройства отсутствуют. Все стены здания

одинаковой толщины δ , мм выполнены из глиняного красного кирпича. С внутренней стороны стен нанесён слой известковой штукатурки толщиной $\delta_{шт}$, мм. Перекрытия между этажами (в том числе потолок и пол) выполнены из железобетона толщиной $\delta_б$, мм.

Кровля совмещенная, плоская. На железобетонном перекрытии расположен теплоизоляционный слой, выполненный из шлаковаты $\delta_{шл}$, мм, а также гидроизоляционный слой из трехслойного рубероида общей толщиной $\delta_{руб}$, мм и гудрона толщиной $\delta_г$, мм. Чердачное помещение отсутствует.

Под железобетонным полом расположен теплоизоляционный слой из шлаковаты толщиной $\delta_{шл}$, мм, гидроизоляционный слой из трехслойного рубероида общей толщиной $\delta_{руб}$, мм и стальная обшивка толщиной $\delta_{ст}$, мм. Здание имеет неотапливаемый подвал.

В цехе размещено n станков. Установленная мощность электродвигателя для каждого станка N , кВт. В цехе работает m человек в смену. Норма расхода электроэнергии на освещение $q_{осв}$, Вт/м² пола. Потери давления в системе кондиционирования воздуха ΔP , Па.

Целью задания является разработка системы кондиционирования воздуха, обеспечивающей санитарно – гигиенические условия для обслуживающего персонала цеха и оптимальные условия для технологического процесса.

При выполнении указанного задания необходимо решить ряд частных задач, а именно:

1. Произвести выбор расчётных параметров наружного и внутреннего воздуха для тёплого и холодного периодов года.
2. Выполнить расчёт тепловыделений в помещении в тёплый и холодный периоды года.
3. Выполнить расчёт тепловых потерь помещением в тёплый и холодный периоды года.
4. Рассчитать количество избыточной теплоты в помещении для тёплого и холодного периодов года на основе теплового баланса помещения.
5. Осуществить построение на $I - d$ -диаграмме процессов обработки воздуха в тёплый и холодный периоды года.
6. Определить расход кондиционируемого воздуха, кратность воздухообмена в помещении, холодопроизводительность кондиционеров.

7. Выбрать тип, производительность и количество вентиляторов, мощность электродвигателей для их привода, кондиционеры и холодильные машины.
8. Составить схему воздухораспределения в помещении и выполнить её аэродинамический расчёт.

Результаты работы оформляются в виде пояснительной записки и графического материала. Варианты заданий для выполнения курсовой работы представлены в Приложении, табл. П-1.

Содержание расчетно-пояснительной записки

1. Введение. Назначение системы кондиционирования воздуха в производственных помещениях. Описание и характеристики объекта.
2. Исходные данные к проекту.
3. Выбор расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха для теплого и холодного периодов года.
4. Расчет тепловыделений в помещении.
5. Расчет теплотерь помещением.
6. Расчет количества избыточной теплоты в помещении для теплого и холодного периодов года на основе теплового баланса помещения.
7. Построение на $I - d$ -диаграмме процессов обработки воздуха в теплый и холодный периоды года.
8. Определение расхода кондиционируемого воздуха, кратности воздухообмена в помещении, холодопроизводительности кондиционеров.
9. Выбор типа, производительности и количества вентиляторов, электродвигателей для их привода, кондиционеров и холодильных машин.
10. Составление схемы воздухоподогревателя в помещении и ее аэродинамический расчет.
11. Заключение.
12. Перечень используемой литературы.

Графическая часть

- Процессы обработки воздуха на $I - d$ -диаграмме для теплого и холодного периодов года; принципиальная схема кондиционирования воздуха: 2 листа, формат А4 (миллиметровка).
- Схема воздухораспределения воздуха по объему помещения: 1 лист, формат А-3.

2. Тепловой баланс производственного помещения

2.1. Выбор расчётных параметров наружного и внутреннего воздуха

Расчётная температура наружного воздуха принимается в зависимости от назначения системы вентиляции или кондиционирования и климатических условий местности.

Установки для систем кондиционирования и вентиляции по степени обеспечения заданного микроклимата в помещении согласно СНиП подразделяются в зависимости от расчётных параметров наружного воздуха на три группы: А, Б, В.

Для теплого периода расчётной температурой наружного воздуха являются: для группы А (t_a^T) – средняя температура самого жаркого месяца в полдень; для группы В (t_b^T) – максимальное значение температуры, которое было зарегистрировано за весь период наблюдений в данном географическом пункте; для группы Б (t_6^T) – среднее значение из указанных выше температур

$$t_{\text{б}}^T = \frac{t_a^m + t_6^m}{2}.$$

Для холодного периода расчётной температурой наружного воздуха являются: для группы А (t_a^X) – средняя температура самого холодного месяца в полдень; для группы Б (t_6^X) – расчётная температура для проектирования отопления (средняя температура за пять наиболее холодных суток подряд); для группы В (t_b^X) – минимальное значение температуры, которое зарегистрировано за весь период в данном географическом пункте.

Расчёт систем кондиционирования воздуха для основной категории жилых и производственных помещений, в том числе и для рассматриваемой задачи, производится на расчётную температуру по группе Б, обеспечивающую «нормальное» состояние воздушной среды в помещении с отклонениями в экстремальных летних и зимних условиях.

Численные значения расчётных параметров наружного воздуха для конкретного региона принимаются по климатологическим данным в соответствии со СНиП по Приложению, табл. П-2.

Расчётная температура внутреннего воздуха в рабочей зоне помещения выбирается в зависимости от характеристики помещения и категории выполняемых работ.

Рабочей зоной считается пространство высотой до двух метров над уровнем пола или площадкой обслуживания, на котором находится рабочее место. Постоянным рабочим местом считается то место, где работающий находится большую часть (более 50 % или более двух часов непрерывно) своего рабочего времени.

При определении расчётных метеорологических условий в помещении учитываются способность человеческого организма к акклиматизации в разное время года, интенсивность производимой работы и характер тепловыделений в рабочем помещении.

Параметры воздуха нормируются в зависимости от периода года. Различают три периода года: холодный, теплый и переходный. Переходным считается период, когда средняя температура наружного воздуха составляет $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При учёте интенсивности труда все виды работ делятся на три категории: легкие, средней тяжести и тяжёлые. Степень тяжести труда определяется величиной затраченной энергии.

Численные значения основных параметров воздуха в помещении регламентируются СНиП и могут быть определены по Приложению, табл. П-3.

По условиям рассматриваемого задания категория работ в производственном помещении относится к группе Па.

2.2. Расчёт теплопоступлений в помещение

Тепловыделения от работающего оборудования с электрическим приводом за счёт перехода механической энергии в тепловую определяется из выражения

$$Q_{об} = 1000 \cdot N_{уст} \cdot n \cdot k_{исп} \cdot k_{в}, \quad \text{Вт}, \quad (1)$$

где $N_{уст}$ – установленная мощность привода электродвигателя в расчёте на единицу оборудования, кВт, определяется заданием; $k_{исп}$ – коэффициент использования мощности электродвигателя, обычно рекомендуется принимать 0,8; $k_{в}$ – коэффициент одновременности работы оборудования, определяемый заданием, можно принять равным 1. Величина $Q_{об}$ от периода года не зависит.

Теплопоступления от освещения для тёплого и холодного периода года рассчитываются

$$Q_{oc} = 1000 \cdot N_{oc} \cdot n \cdot k_b \cdot a, \quad \text{Вт}, \quad (2)$$

где N_{oc} - мощность одной осветительной установки, кВт; n – число осветительных установок; k_b – коэффициент одновременности работы осветительных установок: в холодный период можно принимать $k_b=1,0$, в тёплый период $k_b= 0,5 - 0,6$ – по заданию; a - коэффициент, учитывающий тип осветительной установки, который регламентируется СНиП и может быть определён по Приложению, табл. П-4.

Теплопоступления от освещения могут быть рассчитаны и другим способом

$$Q_{oc} = F \cdot q_{oc} \cdot k_b, \quad \text{Вт}, \quad (3)$$

где F – поверхность пола в помещении, м^2 ; $q_{oc} = 40 \text{ Вт/м}^2$ – норма освещённости 1м^2 в соответствии со СНиП; k_b – коэффициент одновременности работы осветительных установок.

Теплопоступления от обслуживающего персонала для холодного и тёплого периодов года рассчитываются из выражения

$$Q_{оп} = m \left(Q_{явн} + \frac{r \cdot W_{п}}{1000} \right) \cdot \frac{1}{3,6}, \quad \text{Вт}, \quad (4)$$

где m – число работников; $Q_{явн}$ – явные тепловыделения от одного человека, кДж/ч; $r = 2500 \text{ кДж/кг}$ – скрытая теплота парообразования; $W_{п}$ – влаговыделения от одного человека, г/ч.

Численные значения $Q_{явн}$ и $W_{п}$ определяются в соответствии со СНиП в зависимости от температуры воздуха внутри помещения и степени тяжести труда и могут быть определены по Приложению, табл. П-5.

Теплопоступления от солнечной радиации через световые (оконные) проёмы рассчитываются только для тёплого периода года

$$Q_{cp} = F_{ост} \cdot q_{ост} \cdot A_{ост} \cdot k, \quad \text{Вт}, \quad (5)$$

где $F_{\text{ост}}$ – суммарная поверхность остекления, м^2 ; $q_{\text{ост}}$ – плотность теплового потока, передаваемого за счёт солнечной радиации, зависящая от ориентации световых проёмов по сторонам света; $A_{\text{ост}}$ – эмпирический коэффициент, зависящий от вида остекления; k – эмпирический коэффициент, зависящий от прозрачности стёкол.

Численное значение $q_{\text{ост}}$ в соответствии со СНиП в зависимости от характеристики остекления и географического положения объекта можно определить по Приложению, табл. П-6.

Численные значения $A_{\text{ост}}$ и k в соответствии со СНиП могут быть определены по Приложению, соответственно табл. П-7 и табл. П-8.

Теплопоступления через внешние ограждения извне за счёт более высокой температуры наружного воздуха при проектировании систем кондиционирования рассчитываются для тёплого периода в том случае, если расчётная температура наружного воздуха превышает расчётную температуру воздуха внутри помещения на 5°C и более, т.е. $t_{\text{н}}^{\text{T}} - t_{\text{в}}^{\text{T}} \geq 5^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{огр}} = F_{\text{огр}} \cdot k_{\text{огр}} \cdot (t_{\text{н}}^{\text{T}} - t_{\text{в}}^{\text{T}}), \quad \text{Вт} \quad , \quad (6)$$

где $F_{\text{огр}}$ – поверхность внешнего ограждения за вычетом поверхности остекления, м^2 ; $k_{\text{огр}}$ – коэффициент теплопередачи через ограждения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{\text{н}}^{\text{T}}$ и $t_{\text{в}}^{\text{T}}$ – соответственно расчётная температура наружного воздуха и воздуха внутри помещения, $^\circ\text{C}$.

Не рассчитываются для полов, расположенных на грунте или над подвалами. Для совмещенной кровли следует отдельно рассчитывать теплопоступления для помещений верхнего этажа.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается с учётом всех термических сопротивлений

$$k_{\text{огр}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad , \quad (7)$$

где $\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{н}}$ – соответственно коэффициент теплоотдачи от воздуха внутри помещения к стене и от наружной поверхности стены к наружному воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; δ_i – толщина отдельных слоёв,

составляющих стену, м; λ_i – коэффициент теплопроводности материалов, из которых выполнена стена, Вт/(м °С).

Численные значения коэффициентов теплоотдачи можно определить в соответствии со СНиП по Приложению, табл. П-9 и П-10. Коэффициенты теплопроводности некоторых материалов приведены в Приложении, табл. П-11.

Для помещений верхнего этажа при отсутствии чердачного перекрытия (совмещённая кровля) тепlopоступления через кровлю рассчитываются по формулам (6) и (7) отдельно от боковых поверхностей стен.

Суммарные тепlopоступления в помещение для тёплого периода года в общем случае составляют

$$\Sigma Q^T = Q_{об} + Q_{ос} + Q_{оп} + Q_{ср} + Q_{огр}, \text{ Вт}, \quad (8)$$

для холодного периода года

$$\Sigma Q^X = Q_{об} + Q_{ос} + Q_{оп}, \text{ Вт}. \quad (9)$$

2.3. Расчёт тепловых потерь помещением

Тепловые потери рассчитываются только для холодного периода года.

Тепловые потери через остеклённые оконные световые проёмы определяются из выражения

$$Q_{ост} = F_{ост} \cdot k \cdot (t_v^X - t_n^X), \text{ Вт}, \quad (10)$$

где $F_{ост}$ – суммарная поверхность остекления, м²; k – коэффициент теплопередачи через оконные проёмы, Вт/(м² °С); t_v^X и t_n^X – соответственно расчётные температуры воздуха внутри помещения и наружного воздуха для холодного периода года, °С.

Значения коэффициента теплопередачи определяются в соответствии со СНиП по Приложению, табл. П-12.

Тепловые потери через наружные ограждения (боковые стены, полы, потолки) рассчитываются из выражения

$$Q_{огр} = F_{огр} \cdot k_{огр} \cdot (t_v^X - t_n^X) \cdot n, \text{ Вт}, \quad (11)$$

где $F_{огр}$ – поверхность наружных ограждений (за вычетом площади оконных и дверных проёмов), m^2 ; $k_{огр}$ – коэффициент теплопередачи через ограждения, $Вт/(m^2 \text{ } ^\circ C)$; t_v^x и t_n^x – соответственно расчётные температуры внутреннего и наружного воздуха для холодного периода, $^\circ C$; n – эмпирический поправочный коэффициент, зависящий от характера ограждения.

Коэффициент теплопередачи k определяется по формуле (7). Некоторые наиболее распространённые конструкции ограждений приведены на рис.2.

Значение эмпирического коэффициента n в формуле (11) можно принять в соответствии со СНиП по Приложению, табл. П-13.

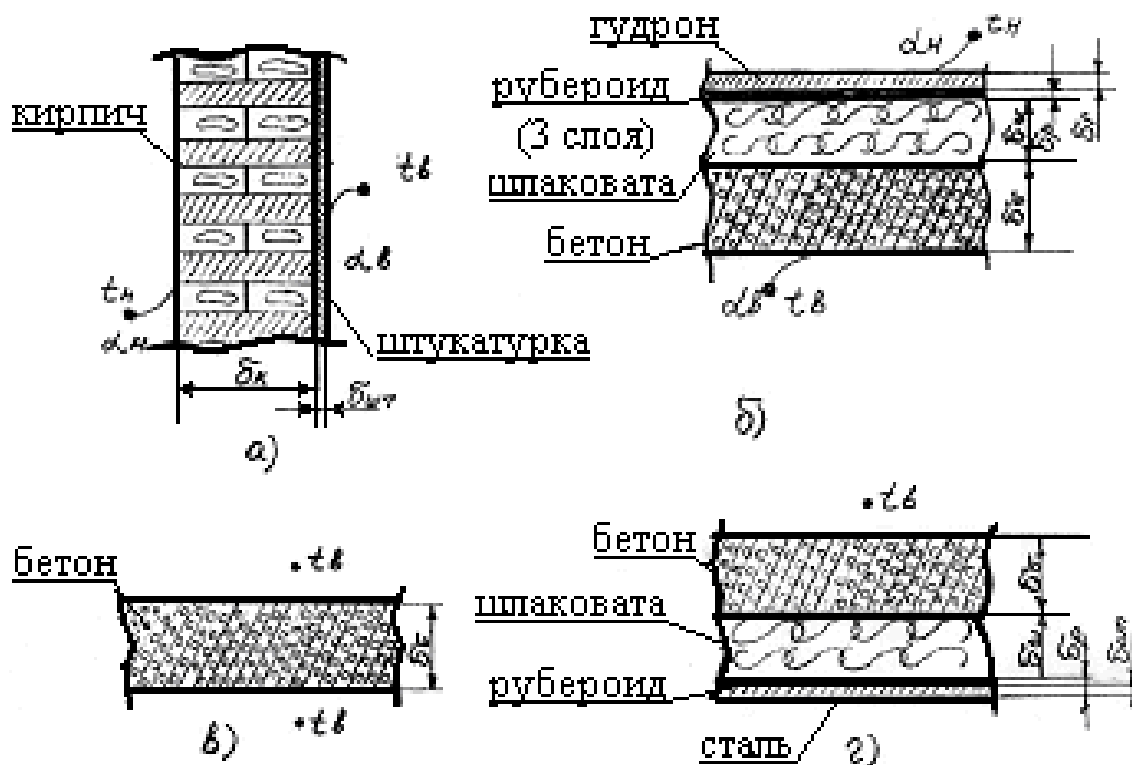


Рис. 2. Наиболее распространенные конструкции ограждений:
 а) боковые стены; б) кровля; в) межэтажные перекрытия;
 г) полы

Для условий рассматриваемого задания тепловые потери для помещений второго этажа рассчитываются только через оконные проемы и боковые стены. Для помещений первого этажа следует дополнительно к вышеуказанным рассчитывать тепловые потери

через пол (над подвалом), а для помещений третьего этажа – через кровлю.

Суммарные тепловые потери помещением для холодного периода года составят

$$\sum Q_{\text{пот}}^{\text{х}} = Q_{\text{ост}}^{\text{х}} + Q_{\text{огр}}^{\text{х}}, \quad \text{Вт}. \quad (12)$$

2.4. Расчет избыточной теплоты в помещении

Избыточная теплота в помещении рассчитывается как разность между суммарными тепловыделениями и теплопотерями и составляет для теплого периода

$$Q_{\text{изб}}^{\text{т}} = \sum Q^{\text{т}}, \quad (13)$$

для холодного периода

$$Q_{\text{изб}}^{\text{х}} = \sum Q^{\text{х}} - \sum Q_{\text{пот}}^{\text{х}}. \quad (14)$$

3. Расчет процессов обработки воздуха в системе кондиционирования

3.1. Построение в I-d - диаграмме процессов обработки воздуха в теплый период

Построение процессов обработки воздуха осуществляется на основе принятой прямоточной системы кондиционирования воздуха (рис.1) при наличии в помещении только теплоизбытков, что определено условиями рассматриваемого задания. Последовательность построения процессов в I-d - диаграмме приведена на рис.3. Диаграмма приведена в Приложении П-14.

На поле I-d - диаграммы наносится точка 1, соответствующая расчетным параметрам наружного воздуха для теплого периода при известной температуре $t_{\text{н}}^{\text{т}}$ и относительной влажности $\phi_{\text{н}}^{\text{т}}$. Затем наносится точка 2, соответствующая расчетным параметрам

Для этого сначала осуществляют построение линии нижней пограничной кривой $\varphi = 100 \%$ и линии относительной влажности

$\phi = 95 \%$. Точка 0 будет находиться на пересечении луча $d_2 = \text{const}$, проведенного из точки 2 вертикально вниз, и линии относительной влажности $\phi = 95 \%$. Соединив точки 1 и 0 прямой линией, получают луч процесса охлаждения и осушения воздуха в оросительной камере кондиционера. Продлив луч процесса 1-0 до пересечения с линией $\phi = 100 \%$, определяют точку m, температура в которой с известным приближением принимается в качестве конечной температуры охлаждающей воды на выходе из оросительной камеры t_m .

Затем определяют температуру приточного воздуха в помещение. За счет имеющихся в помещении теплоизбытков температура воздуха в рабочей зоне будет повышаться, что дает основание принимать температуру приточного воздуха на 4-6 °С ниже, чем расчетная температура воздуха в помещении. Параметры приточного воздуха характеризуются положением точки 3, расположенной на линии $d_2 = \text{const}$ и отстоящей от точки 2 по значению температуры на 4-6 °С.

В теплый период года за счет более высокой температуры окружающего воздуха происходит естественный подогрев воздуха в воздуховодах и самом вентиляторе. Величина этого подогрева оценивается в 1,5-2 °С. Это позволяет определить положение точки 4, характеризующей параметры воздуха на выходе из калорифера второго подогрева. Точка 4 расположена на линии $d_2 = \text{const}$ и отстоит от точки 3 по значению температуры на 1,5-2 °С.

Таким образом окончательно процесс обработки воздуха в теплый период года для приточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только теплоизбытков осуществляется по линии 1-0-4-3-2, где 1-0 – процесс охлаждения и осушения наружного воздуха в оросительной камере кондиционера; 0-4 – процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 4-3 – процесс естественного подогрева воздуха в воздуховодах и вентиляторе; 3-2 – естественный подогрев воздуха в помещении за счёт имеющихся там теплоизбытков.

По результатам проведенного построения процесса основные параметры в характерных точках сводятся в таблицу:

№ точки	I, кДж/кг	ϕ , %	t, °С	d, г/кг
1				

Затем наносится точка 2, соответствующая расчетным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_v^x и относительной влажности ϕ_v^x . Анализ взаимного расположения точек 1 и 2 на I-d – диаграмме показывает, что общее направление процесса обработки воздуха в холодный период сводится к его нагреванию и увлажнению. Этот процесс реализуется в камере орошения кондиционера за счет разбрызгиваемой воды, температура которой должна быть выше температуры точки росы обрабатываемого воздуха. При этом в оросительной камере кондиционера осуществляется процесс адиабатического увлажнения воздуха.

Процесс адиабатического увлажнения характеризуется равенством между количеством теплоты, полученным поверхностью жидкости от окружающего воздуха, и количеством теплоты, затраченным на испарение. Поступающая к поверхности жидкости от наружного воздуха явная теплота полностью затрачивается на испарение части жидкости, переходя при этом в скрытую теплоту водяных паров. Образовавшиеся водяные пары поступают в окружающий воздух, увеличивая его влагосодержание и теплосодержание. Тем самым воздуху компенсируется снижение его теплосодержания в связи с расходом явной теплоты на испарение. Таким образом, для практических расчетов можно предполагать, что адиабатический процесс увлажнения воздуха осуществляется по линии постоянного теплосодержания $I = \text{const}$.

С учетом условий рассматриваемого варианта задания, изложенных в предыдущем разделе, на поле I-d– диаграммы наносят точку 0, характеризующую параметры воздуха на выходе из оросительной камеры. Для этого сначала осуществляют построение линии нижней пограничной кривой $\phi = 100 \%$ и линии относительной влажности $\phi = 95 \%$. Точка 0 будет находиться на пересечении луча $d_2 = \text{const}$, проведенного из точки 2 вертикально вниз и линии относительной влажности $\phi = 95 \%$. Проведя через точку 0 луч процесса адиабатического увлажнения по линии $I_0 = \text{const}$, а через точку 1 линию луча процесса нагревания воздуха в калорифере первого подогрева, получим точку 4 пересечения этих линий, параметры которой определяют состояние воздуха на входе в оросительную камеру.

Затем определяют температуру приточного воздуха в помещении. За счет имеющихся в помещении теплоизбытков температура воздуха в рабочей зоне будет повышаться, что дает основание принимать температуру приточного воздуха на $4 - 6 \text{ } ^\circ\text{C}$

ниже, чем расчетная температура воздуха в помещении. Параметры приточного воздуха характеризуются положением точки 3, расположенной на линии $d_2 = \text{const}$ и отстоящей от точки 2 по значению температуры на 4-6 °С. В холодный период года естественного подогрева воздуха в воздуховодах не происходит.

Таким образом, окончательно процесс обработки воздуха в холодный период года для приточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только теплоизбытков осуществляется по линии 1-4-0-3-2, где 1-4 – процесс нагрева наружного воздуха в калорифере первого подогрева; 4-0 – процесс адиабатического увлажнения воздуха в оросительной камере кондиционера; 0-3 – процесс нагрева воздуха в калорифере второго подогрева; 3-2 – естественный процесс подогрева воздуха в помещении за счет имеющихся там теплоизбытков.

По результатам проведенного построения процесса основные параметры в характерных точках сводятся в таблицу

№ точки	I, кДж/кг	φ, %	t, °С	d, г/кг
1				
0				
4				
3				
2				

3.3. Расчет воздухообмена в помещении

При наличии в помещении только теплоизбытков массовый расход кондиционируемого воздуха для теплого и холодного периодов года можно рассчитать по выражению

$$G_B^{T,X} = \frac{Q_{изб}^{T,X}}{c_p \cdot (t_B^{T,X} - t_{пр}^{T,X})}, \text{ кг/с}, \quad (15)$$

где $Q_{изб}$ – избыточная теплота в помещении соответственно для теплого или холодного периода года, Вт; $c_p \approx 1,005$ - теплоемкость

воздуха, кДж/(кг⁰С); $t_{в}^{Т,х}$ и $t_{пр}^{Т,х}$ - соответственно расчетная температура воздуха внутри помещения для теплого или холодного периода и температура приточного воздуха в соответствующий период (см. I-d – диаграммы, рис. 3 и 4).

Объемный расход кондиционируемого воздуха составит по периодам года

$$V_{в}^{Т,х} = \frac{G_{в}^{Т,х}}{\rho_{в}} \cdot 3600, \quad \text{м}^3/\text{ч}, \quad (16)$$

где $\rho_{в} = 1,2$ - плотность воздуха, кг/м³.

Кратность воздухообмена по периодам года рассчитывается

$$n = \frac{V_{в}^{Т,х}}{V_{пом}}, \quad \text{ч}^{-1}, \quad (17)$$

где $V_{пом}$ - объем кондиционируемого помещения, м³.

Кратность воздухообмена показывает, сколько раз в течение одного часа воздух в помещении полностью обновляется. Величина кратности воздухообмена регламентируется СНиП в зависимости от назначения помещения. Для условий рассматриваемой задачи нормативная кратность воздухообмена составляет $n = 5$. Если в результате расчета по выражению (17) получится значение $n < 5$, то следует без дополнительных расчетов принять $n = 5$ и скорректировать расход кондиционируемого воздуха.

Холодопроизводительность кондиционера рассчитывается по наиболее напряженному периоду работы холодильной установки, т.е. для теплого периода года

$$Q_{хол} = G_{в}^T \cdot (I_1 - I_0), \quad \text{кВт}, \quad (18)$$

где $G_{в}^T$ – массовый расход кондиционируемого воздуха в теплый период, кг/с (см. I – d – диаграмму, рис.3).

3.4. Выбор основного оборудования для системы кондиционирования воздуха

Выбор вентиляторов осуществляется по производительности и располагаемому напору. Количество и тип вентиляторов выбирается исходя из обеспечения максимального требуемого воздухообмена, что характерно для теплого периода года. Располагаемый напор вентилятора должен обеспечить компенсацию общих потерь напора в системе кондиционирования воздуха, определяемых условиями задания. Характеристики некоторых типов центробежных вентиляторов приведены в Приложении, табл. П-15.

Мощность электрического двигателя для привода вентилятора рассчитывается из выражения

$$N_{\text{э}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \rho \cdot \Delta P \cdot K}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{э}}}, \text{ кВт}, \quad (19)$$

где $V_{\text{в}}$ – производительность одного вентилятора, м³/ч; $\rho \approx 1,2$ – плотность воздуха, кг/м³; ΔP – располагаемый напор вентилятора, Па; $K = 1,1$ – коэффициент запаса производительности вентилятора; $\eta_{\text{э}} \approx 0,8$ – коэффициент полезного действия электропривода.

Исходя из условия комплектования вентилятора, калориферов и оросительной камеры в едином корпусе, количество кондиционеров необходимо выбирать такое же, что и количество вентиляторов. Число и тип кондиционеров определяется максимальным требуемым воздухообменом. Основные характеристики некоторых типов кондиционеров приведены в Приложении, табл. П-16.

После выбора кондиционеров необходимо проверить соответствие приведенных в табл. П-16 основных характеристик с расчетными. Приведенные характеристики должны обеспечивать необходимые параметры применительно к условиям рассматриваемой задачи.

Сравнивается мощность электрического двигателя для привода вентилятора, рассчитанная по выражению (19), с приведенной в таблице. Приемлемым решением является условие, при котором $N_{\text{э}}^{\text{табл}} > N_{\text{э}}^{\text{расч}}$.

Калорифер первого подогрева работает только в холодный период года. Поэтому его теплопроизводительность рассчитывается на основе процессов, построенных на I-d– диаграмме для этого периода (рис.4, процесс1-4)

$$Q_{k1} = G_v^x (I_4 - I_1) , \text{ кВт} , \quad (20)$$

где Q_{k1} – теплопроизводительность калорифера первого подогрева в расчете на один кондиционер, кВт; G_v^x - массовый расход воздуха в холодный период в расчете на один кондиционер, кг/с; I_4 и I_1 – соответственно теплосодержание воздуха после калорифера первого подогрева и на входе в него, кДж/кг.

Полученная расчетная теплопроизводительность сравнивается с табличной. Решение считается правильным при выполнении условия $Q_{k1}^{\text{табл}} > Q_{k1}^{\text{расч}}$.

Калорифер второго подогрева работает и в теплый и в холодный период года. Для сравнения его теплопроизводительности с табличной величиной необходимо рассчитать теплопроизводительность для обоих периодов.

Для теплого периода теплопроизводительность калорифера второго подогрева рассчитывается на основе процессов, построенных на I-d– диаграмме (рис.3, процесс 0 - 4)

$$Q_{k2}^T = G_v^T (I_4 - I_0) , \text{ кВт} , \quad (21)$$

где G_v^T – массовый расход воздуха в теплый период в расчете на один кондиционер, кг/с; I_4 и I_0 – соответственно теплосодержание на выходе и на входе калорифера, кДж/кг.

Для холодного периода теплопроизводительность калорифера второго подогрева рассчитывается также на основе процессов, построенных на I-d– диаграмме (рис.4 процесс 0-3)

$$Q_{k2}^x = G_v^x (I_3 - I_0) , \text{ кВт} , \quad (22)$$

где G^x_v – массовый расход воздуха в холодный период в расчете на один кондиционер, кг/с; I_3 и I_0 – соответственно теплосодержание на выходе и на входе калорифера, кДж/кг.

Полученная наибольшая расчетная теплопроизводительность сравнивается с табличной. Решение считается правильным при выполнении условия $Q_{к2}^{табл} > Q_{к2}^{расч}$.

Требуемый расход воды на орошение определяется из уравнения теплового баланса

$$Q_{хол} = G_{вод} \cdot c_p (t_m - t_{вод}^{BX}) , \quad (23)$$

где $Q_{хол}$ – холодопроизводительность одного кондиционера, кВт; $G_{вод}$ – массовый расход воды на орошение, кг/с; t_m – температура воды на выходе из оросительной камеры, определяемая по I-d– диаграмме (рис.3 , температура в точке m), °C ; $t_{вод}^{BX}$ – температура воды на входе в оросительную камеру (на выходе из холодильной машины), принимается на 4-6 °C ниже, чем t_m , но не ниже +5°C; $c_p = 4,19$ – теплоемкость воды, кДж/(кг °C).

Массовый расход воды на орошение может быть выражен

$$G_{вод} = \frac{Q_{хол}}{c_p (t_m - t_{вод}^{BX})} , \text{ кг/с} . \quad (24)$$

Объемный расход воды составляет

$$V_{вод} = \frac{G_{вод} \cdot 3600}{\rho_{вод}} , \text{ м}^3/\text{ч} , \quad (25)$$

где $\rho_{вод} \approx 1000$ – плотность воды, кг/м³.

Расчетный объемный расход воды сравнивается с табличной производительностью насоса. Приемлемым решением является условие, при котором $V_{вод}^{табл} > V_{вод}^{расч}$.

Если какой-либо из элементов не обеспечивает расчетных характеристик, то необходимо выбирать более мощное оборудование.

Выбор холодильной установки осуществляется по величине холодопроизводительности кондиционера. Основные технические характеристики некоторых типов холодильных машин приведены в Приложении, табл. П-17.

Компоновка холодильных машин в системе кондиционирования воздуха может осуществляться либо в едином корпусе (если число холодильных машин соответствует числу кондиционеров), либо в виде отдельного узла холодопроизводства.

4. Разработка схемы воздухораспределения в помещении

4.1. Составление схемы воздухораспределения

Основной задачей схемы воздухораспределения является обеспечение равномерной раздачи подготовленного воздуха по всему объему помещения. При разработке схемы на основании опыта проектирования и в соответствии с требованиями СНиП необходимо обеспечить ряд условий, в частности: максимальная общая протяженность сети воздуховодов не должна превышать 50 м; расстояние от боковых и торцевых стен помещения до воздухораспределителей не должно превышать 6 м; расстояние между отдельными воздухораспределителями не должно превышать 12 м; через каждый воздухораспределитель должно поступать одинаковое количество воздуха; скорость движения воздуха в магистральных сетях принимается 8-12 м/с, а в ответвлениях и концевых участках 3-6 м/с; общее сопротивление сети воздуховодов должно быть меньше свободного давления вентилятора на выходе из кондиционера (см. табл. П-16).

Возможные варианты схем воздухораспределения приведены на рис. 6.

Проходные сечения воздуховодов на отдельных участках схемы в соответствии с принятой скоростью движения воздуха рассчитываются из выражения

$$f_{\text{пр.с}} = \frac{V_B}{W_B} . \quad (26)$$

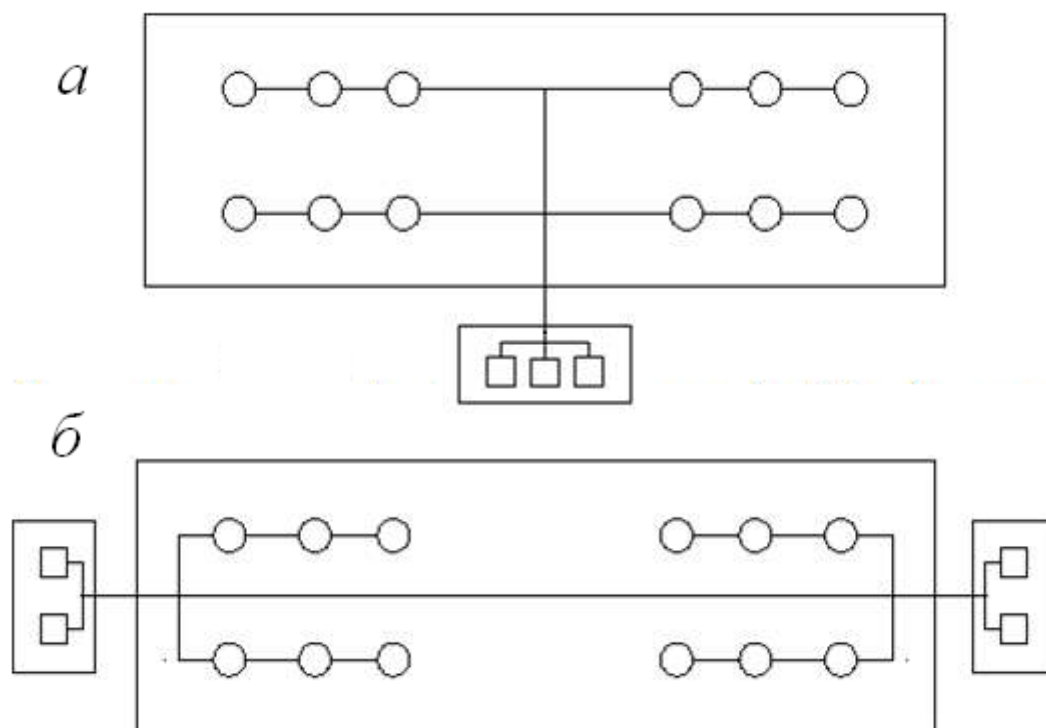


Рис.6. Схемы воздухораспределения:

- а* – с боковым расположением приточной венткамеры;
б – с торцевым расположением приточных венткамер

При проектировании схемы воздухораспределения следует принимать стандартные размеры воздуховодов. Наиболее распространенные типоразмеры воздуховодов круглого сечения приведены в Приложении (табл.П-18), прямоугольного сечения – в Приложении (табл.П-19). После выбора размеров и формы стандартных воздуховодов для дальнейших расчетов следует на основании выражения (26) уточнить скорость движения воздуха.

Результаты расчета сводятся в таблицу:

№ участка	V_B , м ³ /ч	W_B , м/с	$f_{\text{пр.с.}}$, м ²	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{н}}$, мм	δ , мм	W_B^y , м/с
1							

2							
3							
...							

где V_v - объемный расход воздуха;
 W_v - скорость воздуха;
 $f_{пр.с}$ - проходное сечение воздуховода;
 $d_{вн}$ - внутренний диаметр воздуховода;
 d_n - стандартный диаметр воздуховода;
 δ - толщина листа воздуховода;
 W_v^y - уточненная скорость воздуха.

4.2. Аэродинамический расчет системы воздухораспределения

Целью аэродинамического расчета является определение потерь напора (сопротивления) системы воздухораспределения и сопоставление этих потерь со свободным давлением вентилятора, определяемым заданием. Расчет считается выполненным правильно, если обеспечивается условие $P_{пот} \leq P_{своб}$.

Расчетное давление (потери напора) определяются по формуле

$$\Delta P_{пот} = 1,1 \sum (\Delta P_{тр} + \Delta P_m), \quad (27)$$

где $\Delta P_{тр}$ - потери напора на трение отдельных участков; ΔP_m - потери напора на местные сопротивления отдельных участков; 1,1 – коэффициент запаса на непредвиденные сопротивления.

Для выполнения расчета предварительно составляют схему и разбивают ее на отдельные участки, в пределах которых расход воздуха, размер воздуховодов и скорость движения воздуха постоянны.

В качестве примера на рис. 6 приведена расчетная схема приточной системы воздухораспределения.

Расчет начинают с наиболее удаленного участка.

Потери напора на трение для каждого участка рассчитываются из выражения

$$\Delta P_{\text{тр}} = \xi_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{\rho W_i^2}{2}, \text{ Па}, \quad (28)$$

где ξ_i - коэффициент сопротивления трению для отдельного участка; l_i - длина отдельного участка, м; d_i - диаметр круглого воздуховода или эквивалентный диаметр воздуховода прямоугольного сечения для отдельного участка, м; ρ - плотность воздуха, кг/м³; W_i - скорость движения воздуха на соответствующем участке, м/с.

Для определения коэффициента сопротивления трению можно использовать формулу Альтшуля

$$\xi = 0,11 \left(\frac{0,0001}{d_i} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (29)$$

где d_i - определяющий размер воздуховода, м; $\text{Re} = \frac{W_i d_i}{\nu}$ - число Рейнольдса для соответствующего участка воздуховода.

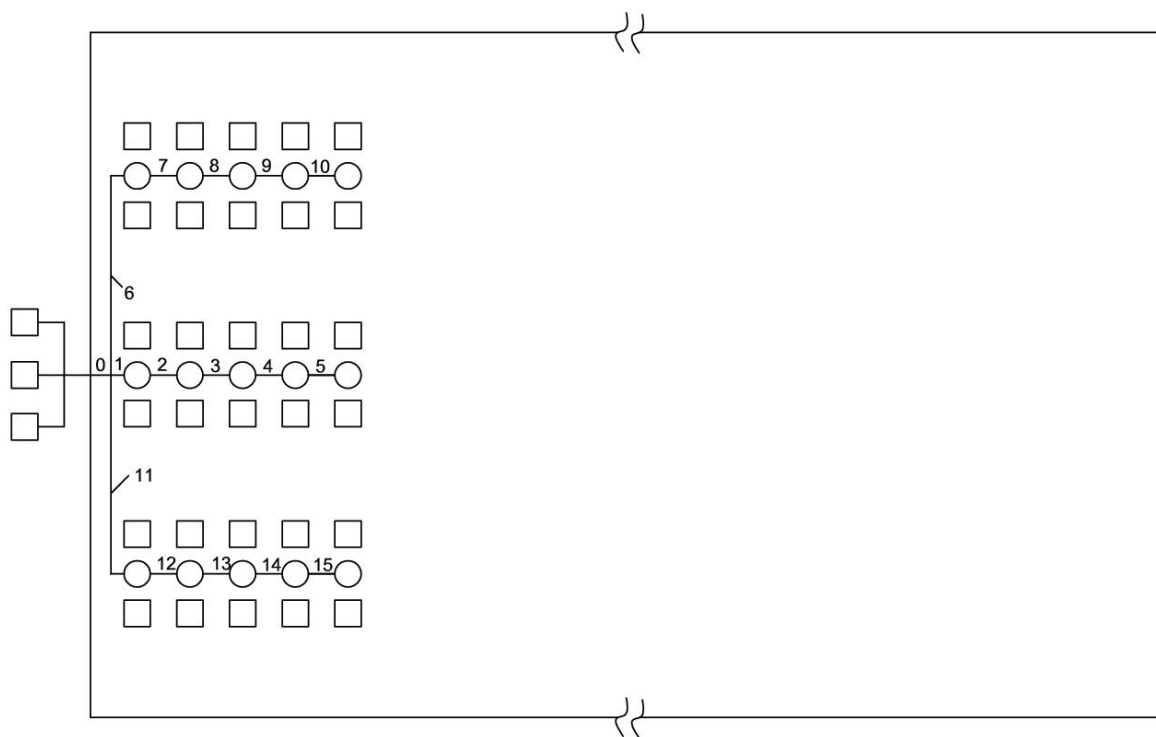


Рис.7. Пример расчетной схемы приточной системы
воздухораспределения

Длины участков L_i определяются конструктивно на основании разработанной схемы воздухораспределения.

После расчета потерь напора на трение по отдельным участкам полученные результаты суммируются.

Потери напора на местные сопротивления рассчитываются из выражения

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum \psi_i \frac{\rho w_i^2}{2}, \quad \text{Па}, \quad (30)$$

где $\sum \Psi_i$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений для отдельного участка. Значения некоторых наиболее часто употребляемых коэффициентов местных сопротивлений приведены в Приложении (табл. П-20).

Применительно к рассматриваемой схеме, приведенной на рис.7, характер и численное значение коэффициентов местных сопротивлений можно представить следующим образом:

участок 1: воздухораспределитель - $\Psi_{\text{вп}} = 1,4$,

отвод 90^0 - $\Psi_{90}=0,4$, конфузор - $\Psi_k = 0,1$, всего - $\sum \Psi_i = 1,9$;
 участок 2: тройник на проходе - $\Psi_{тр}=0,1$, конфузор - $\Psi_k=0,1$,
 всего - $\sum \Psi_2 = 0,2$;
 участок 3: тройник на проходе - $\Psi_{тр}=0,1$, отвод 90^0 - $\Psi_{90}=0,4$,
 конфузор - $\Psi_k=0,1$, всего - $\sum \Psi_3 = 0,6$;
 участок 4: отвод 90^0 - $\Psi_{90}=0,4$, тройник на проходе - $\Psi_{тр}=0,1$,
 отвод 90^0 - $\Psi_{90}=0,4$, диффузор после вентилятора - $\Psi_d=0,2$, всего -
 $\sum \Psi_4 = 1,1$.

Результаты расчета сводятся в таблицу:

№ участка	ξ	l	d	W	Re	$\sum \Psi$	$\Delta P_{тр}$	ΔP_m
1								
2								
...								
Сумма								

После расчета потерь напора на местные сопротивления по отдельным участкам полученные результаты суммируются.

Величина полных потерь определяется в соответствии с выражением (27) и сопоставляется с величиной свободного давления вентилятора кондиционера.

Библиографический список

1. Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП. – М.: Стройиздат, 2013.
2. Сибикин, Ю.Д. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: учеб. пособие для студ. сред. проф. образования / Ю.Д. Сибикин. – 4-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2007.
3. Протасевич, А.М. Строительная теплофизика ограждающих конструкций зданий и сооружений: учебное пособие/ А.М. Протасевич —Минск: Вышэйшая школа, 2015.
4. Зеликов, В.В. Справочник инженера по отоплению, вентиляции и кондиционированию / В.В.Зеликов— М.: Инфра-Инженерия, 2013.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П-1

Исходные данные для выполнения курсовой работы по теме «Проектирование системы кондиционирования воздуха в производственном помещении»

№ задания	1	2	3	4	5	6
Местонахождение предприятия, город	Архангельск	Астрахань	Барнаул	Братск	Брянск	Витебск
Размеры цеха:						
Ширина, b, м	24	22	26	28	20	30
Длина, l, м	72	78	76	74	80	76
Высота, h, м	4	5	6	5	4	5
Номер этажа	2	2	1	3	2	1
Толщина стен, δ , мм	525	530	535	530	520	525
Толщина слоя штукатурки, $\delta_{шт}$, мм	10	10	10	10	10	10
Толщина бетонных перекрытий (пола), δ , мм	-	-	-	-	-	-
Толщина слоя шлаковаты, $\delta_{шл}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая толщина трехслойного рубероида, $\delta_{руб}$, мм	-	-	-	-	-	-
Толщина стальной обшивки, $\delta_{ст}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая площадь световых проемов, F_0 , м ²	85	90	85	90	95	80
Норма расхода электроэнергии на освещение, $q_{осв}$, Вт/м ²	40	40	40	40	40	40
Количество станков в цехе, n, шт	55	60	50	40	45	50
Установленная мощность каждого электродвигателя для привода станков, N, кВт	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Число работников в смене, m, чел	30	45	30	30	35	40
Общие потери напора в системе кондиционирования воздуха, ΔP , Па	1350	1350	1350	1350	1350	1350

Продолжение табл. П-1

№ задания	7	8	9	10	11	12
Местонахождение предприятия, город	Владивосток	Волгоград	Иваново	Иркутск	Казань	Киев
Размеры цеха:						
Ширина, b, м	24	22	26	28	20	30
Длина, l, м	70	75	76	78	60	76
Высота, h, м	4	5	6	5	4	5
Номер этажа	2	2	1	3	2	1
Толщина стен, δ , мм	525	530	535	530	520	525
Толщина слоя штукатурки, $\delta_{шт}$, мм	10	10	10	10	10	10
Толщина бетонных перекрытий (пола), δ , мм	-	-	-	-	-	-
Толщина слоя шлаковаты, $\delta_{шл}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая толщина трехслойного рубероида, $\delta_{руб}$, мм	-	-	-	-	-	-
Толщина стальной обшивки, $\delta_{ст}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая площадь световых проемов, F_0 , м ²	80	85	75	80	90	80
Норма расхода электроэнергии на освещение, $q_{осв}$, Вт/м ²	40	40	40	40	40	40
Количество станков в цехе, n, шт	50	55	50	40	50	55
Установленная мощность каждого электродвигателя для привода станков, N, кВт	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Число работников в смене, m, чел	30	45	30	20	25	40
Общие потери напора в системе кондиционирования воздуха, ΔP , Па	1350	1350	1350	1350	1350	1350

№ задания	13	14	15	16	17	18
Местонахождение предприятия, город	Киров	Краснодар	Москва	Мурманск	Новгород	Пермь
Размеры цеха:						
Ширина, b, м	20	24	26	28	30	22
Длина, l, м	70	75	76	78	80	74
Высота, h, м	4	5	6	5	4	5
Номер этажа	2	2	2	2	2	2
Толщина стен, δ , мм	525	530	535	530	520	525
Толщина слоя штукатурки, $\delta_{шт}$, мм	10	10	10	10	10	10
Толщина бетонных перекрытий (пола), δ , мм	-	-	-	-	-	-
Толщина слоя шлаковаты, $\delta_{шл}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая толщина трехслойного рубероида, $\delta_{руб}$, мм	-	-	-	-	-	-
Толщина стальной обшивки, $\delta_{ст}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая площадь световых проемов, F_0 , м ²	80	85	75	80	90	80
Норма расхода электроэнергии на освещение, $q_{осв}$, Вт/м ²	40	40	40	40	40	40
Количество станков в цехе, n, шт	50	55	50	45	50	55
Установленная мощность каждого электродвигателя для привода станков, N, кВт	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Число работников в смене, m, чел	30	40	30	20	25	35
Общие потери напора в системе кондиционирования воздуха, ΔP , Па	1350	1350	1350	1350	1350	1350

№ задания	19	20	21	22	23	24
Местонахождение предприятия, город	Псков	Пятигорск	Саратов	Смоленск	Сочи	Тамбов
Размеры цеха:						
Ширина, b, м	22	20	24	26	28	22
Длина, l, м	70	72	74	76	78	74
Высота, h, м	4	4	4	4	4	4
Номер этажа	2	2	2	2	2	2
Толщина стен, δ , мм	525	500	535	530	480	525
Толщина слоя штукатурки, $\delta_{шт}$, мм	12	12	12	12	12	12
Толщина бетонных перекрытий (пола), δ_b , мм	-	-	-	-	-	-
Толщина слоя шлаковаты, $\delta_{шл}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая толщина трехслойного рубероида, $\delta_{руб}$, мм	-	-	-	-	-	-
Толщина стальной обшивки, $\delta_{ст}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая площадь световых проемов, F_0 , м ²	78	85	75	80	85	80
Норма расхода электроэнергии на освещение, $q_{осв}$, Вт/м ²	40	40	40	40	40	40
Количество станков в цехе, n, шт	45	50	50	40	45	55
Установленная мощность каждого электродвигателя для привода станков, N, кВт	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Число работников в смене, m, чел	30	40	30	25	25	35
Общие потери напора в системе кондиционирования воздуха, ΔP , Па	1350	1350	1350	1350	1350	1350

№ задания	25	26	27	28	29	30
Местонахождение предприятия, город	Томск	Тула	Тюмень	Уфа	Харьков	Якутск
Размеры цеха:						
Ширина, b, м	22	22	24	25	26	28
Длина, l, м	70	70	72	72	70	74
Высота, h, м	3	3	3	3	3	3
Номер этажа	2	1	3	2	2	3
Толщина стен, δ , мм	530	500	520	525	500	525
Толщина слоя штукатурки, $\delta_{шт}$, мм	12	12	12	12	12	12
Толщина бетонных перекрытий (пола), δ , мм	-	-	-	-	-	-
Толщина слоя шлаковаты, $\delta_{шл}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая толщина трехслойного рубероида, $\delta_{руб}$, мм	-	-	-	-	-	-
Толщина стальной обшивки, $\delta_{ст}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая площадь световых проемов, F_0 , м ²	70	80	75	78	85	72
Норма расхода электроэнергии на освещение, $q_{осв}$, Вт/м ²	40	40	40	40	40	40
Количество станков в цехе, n, шт	35	40	45	40	50	55
Установленная мощность каждого электродвигателя для привода станков, N, кВт	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Число работников в смене, m, чел	24	30	25	30	28	32
Общие потери напора в системе кондиционирования воздуха, ΔP , Па	1350	1350	1350	1350	1350	1350

№ задания	31	32	33	34	35	36
Местонахождение предприятия, город	Киев	Киров	Казань	Брянск	Уфа	Минск
Размеры цеха:						
Ширина, b, м	22	25	28	24	26	23
Длина, l, м	70	72	74	72	71	73
Высота, h, м	3	3	3	3	3	3
Номер этажа	1	2	3	2	2	3
Толщина стен, δ , мм	500	510	520	530	500	525
Толщина слоя штукатурки, $\delta_{шт}$, мм	12	12	12	12	12	12
Толщина бетонных перекрытий (пола), δ , мм	-	-	-	-	-	-
Толщина слоя шлаковаты, $\delta_{шл}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая толщина трехслойного рубероида, $\delta_{руб}$, мм	-	-	-	-	-	-
Толщина стальной обшивки, $\delta_{ст}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая площадь световых проемов, F_0 , м ²	85	80	75	76	85	72
Норма расхода электроэнергии на освещение, $q_{осв}$, Вт/м ²	40	40	40	40	40	40
Количество станков в цехе, n, шт	35	40	45	40	50	54
Установленная мощность каждого электродвигателя для привода станков, N, кВт	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Число работников в смене, m, чел	24	27	25	30	25	32
Общие потери напора в системе кондиционирования воздуха, ΔP , Па	1350	1350	1350	1350	1350	1350

№ задания	37	38	39	40	41	42
Местонахождение предприятия, город	Пермь	Псков	Тула	Рига	Харьков	Саратов
Размеры цеха:						
Ширина, b, м	24	24	24	24	24	24
Длина, l, м	72	72	72	72	72	72
Высота, h, м	4	4	4	4	4	4
Номер этажа	2	2	2	2	2	2
Толщина стен, δ , мм	530	500	520	525	500	525
Толщина слоя штукатурки, $\delta_{шт}$, мм	12	12	12	12	12	12
Толщина бетонных перекрытий (пола), δ , мм	-	-	-	-	-	-
Толщина слоя шлаковаты, $\delta_{шл}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая толщина трехслойного рубероида, $\delta_{руб}$, мм	-	-	-	-	-	-
Толщина стальной обшивки, $\delta_{ст}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая площадь световых проемов, F_0 , м ²	80	80	85	80	85	82
Норма расхода электроэнергии на освещение, $q_{осв}$, Вт/м ²	40	40	40	40	40	40
Количество станков в цехе, n, шт	50	50	55	55	50	55
Установленная мощность каждого электродвигателя для привода станков, N, кВт	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Число работников в смене, m, чел	28	30	25	30	28	32
Общие потери напора в системе кондиционирования воздуха, ΔP , Па	1350	1350	1350	1350	1350	1350

№ задания	43	44	45	46	47	48
Местонахождение предприятия, город	Братск	Брянск	Сочи	Таллин	Санкт - Петербург	Москва
Размеры цеха:						
Ширина, b, м	22	22	24	25	26	24
Длина, l, м	72	72	70	72	70	74
Высота, h, м	3	3	3	3	3	3
Номер этажа	2	2	2	2	2	2
Толщина стен, δ , мм	530	530	530	530	530	530
Толщина слоя штукатурки, $\delta_{шт}$, мм	12	12	12	12	12	12
Толщина бетонных перекрытий (пола), δ , мм	-	-	-	-	-	-
Толщина слоя шлаковаты, $\delta_{шл}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая толщина трехслойного рубероида, $\delta_{руб}$, мм	-	-	-	-	-	-
Толщина стальной обшивки, $\delta_{ст}$, мм	-	-	-	-	-	-
Общая площадь световых проемов, F_0 , м ²	80	80	85	80	85	80
Норма расхода электроэнергии на освещение, $q_{осв}$, Вт/м ²	40	40	40	40	40	40
Количество станков в цехе, n, шт	50	45	45	50	55	55
Установленная мощность каждого электродвигателя для привода станков, N, кВт	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Число работников в смене, m, чел	26	30	35	32	35	35
Общие потери напора в системе кондиционирования воздуха, ΔP , Па	1350	1350	1350	1350	1350	1350

Расчетные параметры наружного воздуха

Город	Период года	Температура по группе Б $t, ^\circ\text{C}$	Средняя относительная влажность $\varphi, \%$
Архангельск	теплый	25,7	58
	холодный	- 32,0	83
Астрахань	теплый	35,2	41
	холодный	- 22,0	81
Барнаул	теплый	29,5	52
	холодный	- 38,0	77
Благовещенск	теплый	33,0	51
	холодный	- 35,0	78
Братск	теплый	28,8	50
	холодный	- 44,0	75
Брянск	теплый	29,8	58
	холодный	- 23,0	78
Вильнюс	теплый	27,8	65
	холодный	- 21,0	85
Витебск	теплый	27,5	59
	холодный	- 23,0	85
Владивосток	теплый	28,1	50
	холодный	- 24,0	75
Волгоград	теплый	34,8	41
	холодный	- 25,0	79
Екатеринбург	теплый	29,1	55
	холодный	- 32,0	79
Иваново	теплый	30,1	57
	холодный	- 28,0	86
Иркутск	теплый	28,8	56
	холодный	- 35,0	77
Казань	теплый	31,0	49
	холодный	- 29,0	83
Киев	теплый	31,3	55
	холодный	- 21,0	83
Киров	теплый	28,9	56
	холодный	- 31,0	84

Продолжение табл. П-2

Город	Период года	Температура по группе Б $t, ^\circ\text{C}$	Средняя относительная влажность $\varphi, \%$
Комсомольск-на-Амуре	теплый холодный	27,9 - 37,0	52 80
Краснодар	теплый холодный	34,3 - 17,0	50 77
Минск	теплый холодный	27,7 - 22,0	68 86
Москва	теплый холодный	28,5 - 26,0	58 83
Мурманск	теплый холодный	24,1 - 26,0	68 86
Нижний Новгород	теплый холодный	28,8 - 28,0	56 86
Новгород	теплый холодный	27,4 - 24,0	61 86
Одесса	теплый холодный	30,5 - 15,0	47 83
Пермь	теплый холодный	29,4 - 31,0	50 82
Петрозаводск	теплый холодный	26,1 - 26,0	62 81
Псков	теплый холодный	26,3 - 23,0	62 86
Пятигорск	теплый холодный	33,2 - 16,0	53 80
Рига	теплый холодный	27,5 - 19,0	67 86
Ростов-на-Дону	теплый холодный	32,6 - 22,0	45 82
Санкт-Петербург	теплый холодный	26,2 - 26,0	57 85
Саратов	теплый холодный	32,9 - 28,0	42 77
Смоленск	теплый холодный	27,6 - 24,0	62 85
Сочи	теплый холодный	30,4 - 2,0	68 68

Город	Период года	Температура по группе Б $t, ^\circ\text{C}$	Средняя относительная влажность $\varphi, \%$
Сыктывкар	теплый	27,0	60
	холодный	- 32,0	84
Таллин	теплый	25,5	68
	холодный	- 21,0	87
Тамбов	теплый	31,6	50
	холодный	- 27,0	81
Томск	теплый	29,3	60
	холодный	- 39,0	78
Тула	теплый	29,9	54
	холодный	- 26,0	83
Тюмень	теплый	29,7	54
	холодный	- 33,0	77
Уфа	теплый	30,2	53
	холодный	- 31,0	82
Харьков	теплый	31,1	50
	холодный	- 23,0	81
Челябинск	теплый	30,9	53
	холодный	- 32,0	78
Якутск	теплый	30,6	53
	холодный	- 56,0	80

Таблица П-3

Оптимальные нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений

Период года	Категория работ	Температура, °С	Относительная влажность, φ, %	Скорость воздуха не более, м/с
Холодный и переходный периоды года	легкая - I	20 - 23	40 - 60	0,2
	средней тяжести II-а	18 - 20	40 - 60	0,2
	средней тяжести II-б	17 - 19	40 - 60	0,3
	тяжелая- III	16 - 18	40 - 60	0,3
Теплый период года	легкая - I	22 - 25	40 - 60	0,2
	средней тяжести II-а	21 - 23	40 - 60	0,3
	средней тяжести II-б	20 - 22	40 - 60	0,4
	тяжелая-III	18 - 21	40 - 60	0,5

Таблица П-4

Значения коэффициента α , учитывающего тип осветительной установки

Тип осветительной установки	Значение α
Люминисцентные открытые лампы	0,9
То же, закрытые матовым стеклом	0,6
Лампы накаливания открытые	1,0
То же, закрытые матовыми колпаками	0,7

Таблица П-5

Выделение человеком явной теплоты
($Q_{\text{явн}}$, Кдж /ч) и влаги ($W_{\text{п}}$, г/ ч)

Характер работы	Температура окружающей среды, °С							
	15		20		25		30	
	$Q_{\text{явн}}$	$W_{\text{п}}$	$Q_{\text{явн}}$	$W_{\text{п}}$	$Q_{\text{явн}}$	$W_{\text{п}}$	$Q_{\text{явн}}$	$W_{\text{п}}$
Покой	420	40	293	45	210	50	126	80
Физическая работа:								
- легкая	420	55	293	70	251	125	126	140
- средняя	460	110	335	160	293	180	147	230
- тяжелая	460	185	335	200	335	300	147	300

Таблица П-6

Значения величин солнечной радиации $q_{\text{ост}}$, (Вт/м²) через остекленные поверхности

	Градусы географической широты															
	юг				юго-восток юго-запад				восток и запад				северо-восток северо-запад			
	35	45	55	65	35	45	55	65	35	45	55	65	35	45	55	65
Окна с двойным остеклением с деревянными переплетами	128	145	145	169	99	128	145	169	145	145	170	170	76	76	76	76
То же, с металлическими переплетами	163	186	186	210	128	163	186	210	186	186	210	210	93	93	93	93
Фонарь с двойным вертикальным остеклением (прямоугольный) с металлическими переплетами	151	186	186	198	128	163	198	198	186	186	210	210	99	99	99	99
То же, с деревянными переплетами	140	169	169	175	116	145	175	175	169	169	186	186	87	81	87	81

Таблица П-7

Численные значения коэффициента $A_{\text{ост}}$

Характеристика остекления	Значение $A_{\text{ост}}$
Двойное остекление в двойной раме	1,15
Одинарное остекление	1,45

Таблица П-8

Численные значения коэффициента К

Характеристика остекления	Значение К
Обычное загрязнение стекла	0,80
Сильное загрязнение стекла	0,70
Забитые окна	0,60
Остекление матовым стеклом	0,70
Внешнее зашторивание окон	0,25

Таблица П-9

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{в}}$ от внутреннего воздуха к поверхности стен

Характеристика внутренних поверхностей	$\alpha_{\text{в}}$ Вт/ (м ² °С)
1. Стены, полы, потолки гладкие, совмещенные кровли и т.п.	8,7
2. Потолки и стены с выступающими ребрами, при h/a больше 0,3 (где h – высота выступа, ребра; a – расстояние между выступами, ребрами)	7,5

Таблица П-10

Коэффициент теплоотдачи α_n от наружной поверхности стен

Характеристика наружных поверхностей	α_n Вт/ (м ² °С)
1. Наружные стены, покрытия, перекрытия и т.п., непосредственно соприкасающиеся с наружным воздухом	23,0
2. Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом	17,5
3. Перекрытия чердачные и над холодными подвалами со световыми проемами	11,6

Таблица П-11

Значения коэффициента λ теплопроводности для некоторых материалов

Материал	λ , Вт / (м °С)
Бетон	1,55
Гудрон	0,7
Рубероид	0,5
Кирпичная кладка	0,7-0,8
Штукатурка известковая	0,6-0,7
Шлаковата	0,08
Сталь	40

Таблица П-12

Значения коэффициентов теплопередачи k для оконных
(световых) проемов

Конструкция и тип проема	k , Вт / (м ² °С)
1. Одинарный переплет (одинарное остекление)	5,80
2. Одинарный переплет (двойное остекление)	2,90
3. Двойной переплет раздельный (двойное остекление)	2,68
4. Вертикальное остекление из стеклоблоков (194 x194 x 96 мм)	2,33

Таблица П-13

Значения эмпирического коэффициента n , зависящего от характера ограждений

Характер ограждения	Величина n
1. Наружные стены, покрытия, перекрытия и т.п. (непосредственно соприкасающиеся с наружным воздухом)	1,0
2. Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом; чердачные перекрытия	0,9
3. Перекрытия над холодными подвалами со световыми проемами	0,75
4. Перекрытия над холодными подвалами без световых проемов (выше уровня земли)	0,6
5. То же (ниже уровня земли)	0,4

I – d диаграмма

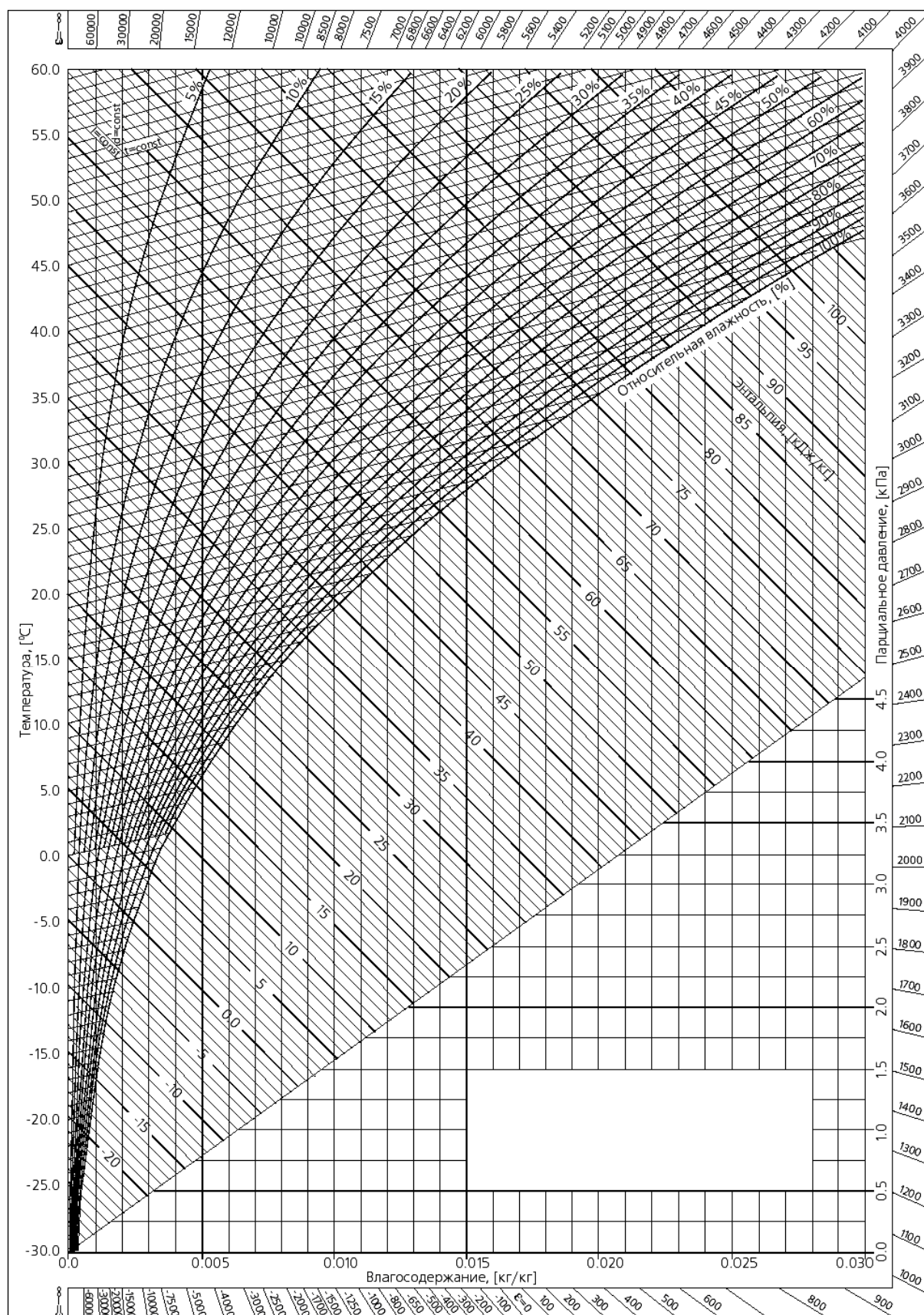


Таблица П-15

Характеристики некоторых типов центробежных вентиляторов

Марка вентилятора	Число оборотов	Производительность, тыс. м ³ / ч	Напор, Па
Ц 4-70; № 2,3	1400	1,4	250
Ц 4-70; № 4	1400	1,8	160
Ц 4-70; № 5	1400	5,0	500
Ц 4-70; № 6,3	1400	14,0	750
Ц 4-70; № 8	1190	20,0	1400
Ц 4-70; № 10	970	35,0	1400
Ц 4-70; № 12,5	530	40,0	1000
Ц 4-70; № 12,5	650	50,0	1400
Ц 4-70; № 16	650	90,0	1200

Таблица П-16

Основные характеристики некоторых типов кондиционеров

Характеристика	Марка кондиционера			
	КН-7,5	КН-10	КН-15	КН-20
Номинальная производительность по воздуху, тыс. м ³ /ч	7,5	10	15	20
Теплопроизводительность калорифера первого подогрева, кВт	140	190	326	374
То же, второго подогрева, кВт	29	82	140	163
Свободное давление вентилятора (для сети воздухопроводов), Па	300	300	300	300
Мощность электродвигателя для привода вентилятора, кВт	9,3	10,1	17,3	21,3
Производительность насоса, м ³ /ч	30	30	45	60
Габариты: длина, м	2,75	2,93	2,93	2,93
ширина, м	1,08	1,42	1,98	2,62

Таблица П-17

Технические характеристики парокомпрессионных поршневых
холодильных установок Черкесского завода холодильного
машиностроения

Обозначение установки	Холодопроиз- водительность, Квт	Рабочее тело	Диапазон температуры кипения, °С	Тип кондиционера
ФМ 22	27,9	Фреон R-22	-40 ÷ +5	Водяной
ФМ 45	55,8	- “ -	- “ -	- “ -
ФМ 90	111,6	- “ -	- “ -	- “ -
ХМ-АВ 22/ А2	22,1	Аммиак	- 30 ÷ 0	Водяной
ХМ-АВ 22/В1	30,8	- “ -	- “ -	- “ -
ХМ-АУ	44,3	- “ -	- “ -	- “ -
ХМ-АУ 45/А2	61,6	- “ -	- “ -	- “ -
ХМ-АУУ 90/А2	88,4	- “ -	- “ -	- “ -
ХМ-АУУ 90/А1	123,2	- “ -	- “ -	- “ -

Таблица П-18

Размеры стандартных воздуховодов круглого сечения

Наружный диаметр, мм	Толщина листа, мм
100	0,5
110	
125	
140	
160	
180	
200	
225	0,6
250	
280	
315	
355	
400	
450	
500	0,7
560	
630	
710	
800	
900	1,0
1000	
1120	
1250	
1400	
1600	
1800	1,4
2000	

Таблица П-19

Размеры стандартных воздуховодов прямоугольного сечения

Ширина воздуховода, мм	Высота, мм
100	150
	200
	250
150	150
	200
	250
200	200
	250
	300
	400
	500
300	300
	400
	500
	600
	800
	1000
400	400
	500
	600
	800
	1000
	1200
500	500
	600
	800
	1000
	1200
	1600
	2000
600	600
	800
	1000
	1200
	1600
	2000
	2400

Ширина воздуховода, мм	Высота, мм
800	800
	1000
	1200
	1600
	2000
	2400
	3200
1000	1000
	1200
	1600
	2000
	2400
	3200

Таблица П-20

Коэффициенты местных сопротивлений некоторых элементов воздуховодов

№ п/п	Элементы воздуховодов	Значения коэффициентов местных сопротивлений
1	Внезапное расширение	$\psi = (1 - f / F)^2 *$
2	Внезапное сужение	$\psi = 0,5 (1 - f / F)^2$
3	Конфузор	0,1
4	Диффузор	0,2
5	Отвод 90°	0,4
6	Тройник на проходе	0,1
7	Колено 90°	1,2
8	Воздухораспределитель	1,4
9	Жалюзийная решетка:	
	вход	1,2
	выход	2,2
10	Зонт вытяжной шахты	1,3

f, F – меньшее и большее проходное сечение.

Оглавление

Введение	3
1. Общие сведения о системах кондиционирования воздуха	-
1.1. Классификация систем кондиционирования воздуха	-
1.2. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха	6
1.3. Формулировка задания на курсовую работу	7
2. Тепловой баланс производственного помещения	9
2.1. Выбор расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха	-
2.2. Расчет теплопоступлений в помещение	10
2.3. Расчет тепловых потерь помещением	13
2.4. Расчет избыточной теплоты в помещении	15
3. Расчет процессов обработки воздуха в системе кондиционирования	15
3.1. Построение в I-d диаграмме процессов обработки воздуха в теплый период	-
3.2. Построение в I-d диаграмме процессов обработки воздуха в холодный период	18
3.3. Расчет воздухообмена в помещении	20
3.4. Выбор основного оборудования для системы кондиционирования воздуха	22
4. Разработка схемы воздухораспределения в помещении	25
4.1. Составление схемы воздухораспределения	-
4.2. Аэродинамический расчет системы воздухораспределения	27
Библиографический список	30
Приложения	31

Редактор и корректор Т.А. Смирнова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Тем.план 2018 г., поз. 86

Подп. к печати 03.10.18. Формат 60x84/16. Бумага тип. №1. Печать офсетная. Объем 3,5 печ.л.; 3,5 уч.-изд. л. Тираж 100 экз. Изд. № 86. Цена «С».

Заказ

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, д.