

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**БРАТСКИЙ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНЫЙ КОЛЛЕДЖ
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Специальность 13.02.02
Теплоснабжение и теплотехническое оборудование

МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

***ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА ПО
ТЕМЕ «ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ ЗДАНИЙ»***

по ПМ 01

***ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ И
СИСТЕМ ТЕПЛО- И ТОПЛИВОСНАБЖЕНИЯ
МДК 01.01 ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ***

Братск 2022

Содержание

Введение.....	5
1 Содержание дипломного проекта.....	6
2 Методические указания по выполнению дипломного проекта.....	6
Список использованных источников.....	47
Заключение.....	48
Приложения.....	49

Введение

Целью итоговой государственной аттестации - защиты дипломного проекта является определение подготовленности выпускника к выполнению профессиональных задач на уровне требований федерального государственного образовательного стандарта и продолжению обучения по основным образовательным программам высшего образования.

Область профессиональной деятельности выпускников: техническое обслуживание и эксплуатация теплотехнического оборудования систем тепловодогаснабжения и средств учета и контроля тепловой энергии.

Объектами профессиональной деятельности выпускников являются:

- теплотехническое оборудование;
- системы тепло- и топливоснабжения;
- средства автоматизации теплотехнического оборудования, процессов производства, передачи и распределения тепловой энергии;
- оборудование, устройства, приборы и приспособления для выполнения ремонтных и наладочных работ;
- нормативная и техническая документация;
- первичные трудовые коллективы.

Техник-теплотехник готовится к следующим видам деятельности:

Эксплуатация теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.

Ремонт теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.

Наладка и испытания теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.

Организация и управление работой трудового коллектива.

1 Содержание дипломного проекта

Дипломный проект выполняется по индивидуальному заданию.

Дипломный проект должен состоять из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка должна содержать следующее:

Введение

1. Организационно-технический раздел

1.1 Исходные данные на проектирование

1.2 Выбор теплоносителя и его параметров

1.3 Выбор отопительных приборов

1.4 Виды систем отопления

1.5 Арматура и трубопроводы систем отопления

1.6 Тепловые пункты

1.7 Контрольно-измерительные приборы и автоматизация

1.8 Виды вентиляции

2. Расчетно-конструкторский раздел

2.1 Определение потерь теплоты через ограждающие конструкции здания

2.2 Определение поверхности нагрева отопительных приборов

2.3 Расчет системы отопления

2.4 Расчет системы вентиляции

3. Экономический раздел

4. Охрана труда и промышленная безопасность

4.1. Охрана труда

4.2. Промышленная безопасность

4.3. Промышленная экология

5. Графический раздел

2 Методические указания по выполнению дипломного проекта

2.1 Введение

Необходимо указать назначение систем теплоснабжения, историю развития теплофикации, краткие сведения о современном состоянии и перспективах развития централизованного теплоснабжения и теплофикации в России.

В научно-технических и справочных изданиях, а также в нормативных документах, относящихся к проектированию, монтажу, эксплуатации и ремонту систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, часто используются общетехнические и специальные термины

Рассмотрим некоторые из терминов, смысловое содержание которых необходимо четко знать читателям.

Температурой называют фактическую физическую величину, характеризующую степень нагретости тела. С молекулярно-кинетической точки зрения температура есть мера интенсивности теплового движения молекул. Численное значение связано с величиной средней кинетической энергии молекул.

В системе СИ единицей измерения абсолютной температуры является кельвин (К); на практике широкое распространение получило измерение температуры в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$). Значения абсолютной температуры T и температуры t по шкале Цельсия связаны соотношением $T = t + 273,15$.

Совокупность значений температуры во всех точках рассматриваемого тела в данный момент времени называют *температурным полем*.

Поверхность внутри тела или на его границах, имеющую одинаковую температуру, называют *изотермической*.

Давление обусловлено взаимодействием молекул рабочего тела с поверхностью. Численно оно равно силе, действующей на единицу площади поверхности тела по нормали к ней.

В Международной системе единиц (СИ) давление выражают Паскалях ($1\text{Па} = 1\text{Н}/\text{м}^2$). Находят также применение такие внесистемные единицы измерения давления, как техническая атмосфера ($1\text{ат} \approx 1\text{кгс}/\text{см}^2 \approx 10^5\text{Па}$), миллиметр ртутного столба ($1\text{мм рт. ст.} = 133,322\text{Па}$), миллиметр водяного столба ($1\text{мм вод. ст.} \approx 10\text{Па}$).

Удельный объем v – это объем единицы массы вещества. Если однородное тело массой m занимает объем V , то $v = V/m$. Единица измерения удельного объема – кубический метр на килограмм ($\text{м}^3/\text{кг}$).

Отопление – процесс поддержания нормируемой температуры воздуха в закрытых помещениях.

Система отопления – техническая установка, состоящая из комплекса оборудования, связанного между собой конструктивными элементами, предназначенная для получения, переноса заданного количества теплоты в обогреваемое помещение.

Обслуживаемая зона (зона обитания) – это пространство в помещении, ограниченное плоскостями, параллельными ограждениям, на высоте 0,1 и 2,0 м. над уровнем пола, но не ближе чем 1,0 м от потолка при потолочном отоплении, на расстоянии 0,5 м от внутренних поверхностей стен, окон и отопительных приборов на расстоянии 1,0 м. от раздающей поверхности воздухораспределителей.

Скорость движения воздуха – осредненная по объему обслуживаемой зоны скорость движения воздуха.

Температура воздуха – осредненная по объему обслуживаемой зоны температура воздуха.

Теплый период года – период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха выше 8°C .

Холодный период года – период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха равной 8°C и ниже.

Термическая нагрузка – электрическая мощность, расходуемая непосредственно на отопление помещения.

Узел ввода в здание (УВ) – узел ввода трубопроводов теплоснабжения в здание, в котором при отсутствии ИТП устанавливают задвижки и приборы учета количества тепловой энергии, теплоносителя и воды.

Узел управления (УУ) – узел подключения систем отопления здания (блок-секции) к распределительным сетям от ЦТП при непосредственном присоединении или с элеваторным узлом.

Радиационная температура помещения – осредненная по площади температура внутренних поверхностей ограждений помещения и отопительных приборов.

Результирующая температура помещения (температура помещения) – температура окружающей среды, в которой человек путем радиации и конвекции отдает столько же теплоты, что и в окружающей среде с одинаковой температурой воздуха и окружающих поверхностей при одинаковой влажности и скорости движения воздуха.

Помещение с постоянным пребыванием людей – помещение, в котором люди находятся не менее двух часов непрерывно или не менее шести часов в сумме в течение суток.

Помещения с массовым пребыванием людей – помещения площадью 50 м² и более (залы и фойе театров, кинотеатров, залы заседаний, лекционные аудитории, рестораны, вестибюли, кассовые залы, производственные и др.) с постоянным или временным пребыванием людей (кроме аварийных ситуаций) в количестве более одного человека на 1 м².

Категории помещений общественных зданий:

1- помещения, в которых люди заняты умственным трудом, учебой;

2- помещения, в которых люди в положении лежа или сидя находятся в состоянии покоя и отдыха;

3- зрительные залы, в которых люди прибывают преимущественно в положении сидя без верхней одежды;

3а - зрительные залы, в которых люди прибывают преимущественно в положении сидя в верхней одежде;

3б – залы для занятий спортом без зрителей;

3в – залы совещаний, лекционные, актовые, читальные, предприятий общественного питания, залы для пассажиров;

4 – помещения с временным пребыванием людей (вестибюли, гардеробные, коридоры, лестницы, санузлы, курительные, кладовые).

Постоянное рабочее место – место, где люди работают более двух часов непрерывно или более 50% рабочего времени.

Непостоянное рабочее место – место, где люди работают менее двух часов непрерывно или более 50% рабочего времени.

Рабочая зона – пространство над уровнем пола или рабочей площадки высотой 2 м при выполнении работы стоя или 1,5 м при выполнении работы сидя.

Многоэтажное здание – здание с числом этажей два и более.

Надежность систем отопления, вентиляции и кондиционирования – способность указанных систем обеспечить в обслуживаемом помещении нормируемые параметры микроклимата и чистоту воздуха в пределах заданной обеспеченности в интервале расчетного времени (год, сезон и т.п.).

Микроклимат помещения – состояние внутренней среды помещения, характеризуемое следующими показателями: температура воздуха помещения; радиационная температура помещения; скорость движения воздуха в помещении; относительная влажность воздуха в помещении.

Оптимальные микроклиматические условия – это сочетание значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают нормальное состояние организма при минимальном напряжении механизмов терморегуляции, обеспечивают ощущение теплового комфорта не менее чем у 80% людей, находящихся в помещении.

Обеспеченность – накопленная вероятность обеспечения заданных параметров (в среднем за 50 лет) в долях продолжительности года, когда температура наружного воздуха и его энтальпия не будут для холодного периода года ниже, а для теплого периода выше расчетных значений.

Отказ систем отопления, вентиляции и кондиционирования – нарушение в работе оборудования и (или) элементов указанных систем, вызывающее отклонение параметров микроклимата в обслуживаемой или рабочей зоне помещения от нормируемых.

2.2 Организационно-технический раздел

2.2.1 Исходные данные на проектирование

В соответствии с заданием приводятся следующие данные:

- а) наименование помещений и принимаемая в них температура;
- б) климатические данные района проектирования;
- в) материал, из которого выполнены наружные ограждения, коэффициенты теплопередачи наружных ограждений;

2.2.2 Выбор теплоносителя и его параметров

В централизованной системе теплоснабжения в качестве теплоносителя используются вода и пар, в связи с чем различают водяные и паровые системы.

Преимущества воды как теплоносителя:

1. Легко поддается регулированию;
2. Меньше потери тепла на 1 км теплопровода;
3. Высокий КПД системы теплоснабжения;
4. Повышенная аккумулярованность водяной системы;
5. Минимальная стоимость присоединения к тепловым сетям.

Недостатки воды как теплоносителя:

1. Большой расход электроэнергии на перекачку по сравнению с расходом электроэнергии на перекачку конденсата в паровых системах;
2. Большая чувствительность к авариям, т. к. утечки теплоносителя из паровых сетей вследствие значительных удельных объемов пара во много (примерно 20÷40) раз меньше, чем в водяных системах (при небольших повреждениях паровые сети могут продолжительно оставаться в работе, в то время как водяные системы требуют остановки);
3. Большая плотность теплоносителя и жесткая гидравлическая связь между всеми точками системы.

Выбор параметров теплоносителя:

Параметры в паровых системах теплоснабжения определяются требованиями технологического процесса. Повышение температуры воды в системах теплоснабжения приводит к уменьшению диаметров труб и снижению расходов по перекачке. Теплоноситель «вода» применяется для отопления, вентиляции, горячего водоснабжения с температурой в подающем трубопроводе 150 °С, в обратном трубопроводе 70°С.

Выбор вида теплоносителя:

Если тепловая нагрузка района состоит только из отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, то в качестве теплоносителя применяется вода. В тех случаях, когда в районе имеется также небольшая технологическая нагрузка, требующая повышенного потенциала (пар), а сезонная нагрузка не велика, то в качестве теплоносителя применяется пар. В сложных случаях теплоноситель определяется технико-экономическим расчетом.

2.2.3 Выбор отопительных приборов

Нагревательные приборы должны удовлетворять теплотехническим, технико-экономическим, санитарно-гигиеническим и эстетическим требованиям.

Теплотехническая характеристика нагревательного прибора в основном определяется коэффициентом теплоотдачи, технико-экономическая характеристика — его первоначальной стоимостью. При оценке нагревательных приборов, изготовленных из одного и того же материала, существенным критерием является тепловое напряжение материала, под которым подразумевают количество тепла, отдаваемого прибором в течение 1 ч при разности температур теплоносителя и окружающего воздуха 1° , отнесенное к 1 кг массы нагревательного прибора.

Санитарно-гигиеническая оценка нагревательного прибора определяется конструктивным решением прибора, облегчающим содержание его в чистоте (удобство пылеуборки), удобством регулирования теплоотдачи, долей передачи тепла лучеиспусканием. Температура внешней поверхности нагревательного прибора должна соответствовать санитарно-гигиеническим требованиям (для жилых зданий — не выше 95°C).

Нагревательный прибор не должен портить внутреннего вида отапливаемого помещения, не должен стеснять помещения.

Нагревательные приборы разделяются на два вида: металлические и неметаллические.

Основными типами металлических нагревательных приборов являются приборы из гладких стальных труб, чугунные радиаторы, ребристые трубы, стальные штампованные радиаторы, конвекторы.

Приборы из гладких стальных труб, скомпонованные с помощью сварки, называются регистрами. Они менее экономичны, чем чугунные (чугун всегда дешевле стали).

Чугунные радиаторы — наиболее распространенные отопительные приборы. Отдельные секции, отливаемые из серого чугуна, соединяются между собой ниппелями, имеющими на одной своей половине правую, а на другой половине левую наружную резьбу. Изготовление радиаторов в виде секций позволяет собирать радиаторные печи любой расчетной поверхности.

Для уплотнения стыков между секциями радиаторов при теплоносителе с температурой менее 100°C применяются прокладки из тряпичного картона толщиной не более 1 мм, проваренные перед установкой в натуральной олифе; при температуре теплоносителя более 100°C применяются паронит или асбест.

Таблица 1 - Основные технические характеристики чугунных радиаторов

Тип радиатора	Размеры секции, мм				поверхность нагрева секции	
	полная высота	монтажная высота	глубина	ширина	м ²	ЭКМ
М-140-АО	582	500	140	96	0,299	0,35
М-140	582	500	140	96	0,254	0,31
М-140-АО-300	582	500	140	96	0,17	0,217
РД-90		500	90	96	0,203	0,275
М-90	582	500	79	96	0,2	0,261

На рисунке 1 представлены радиаторы разных типов. Основные технические показатели радиаторов приведены в таблице 1.

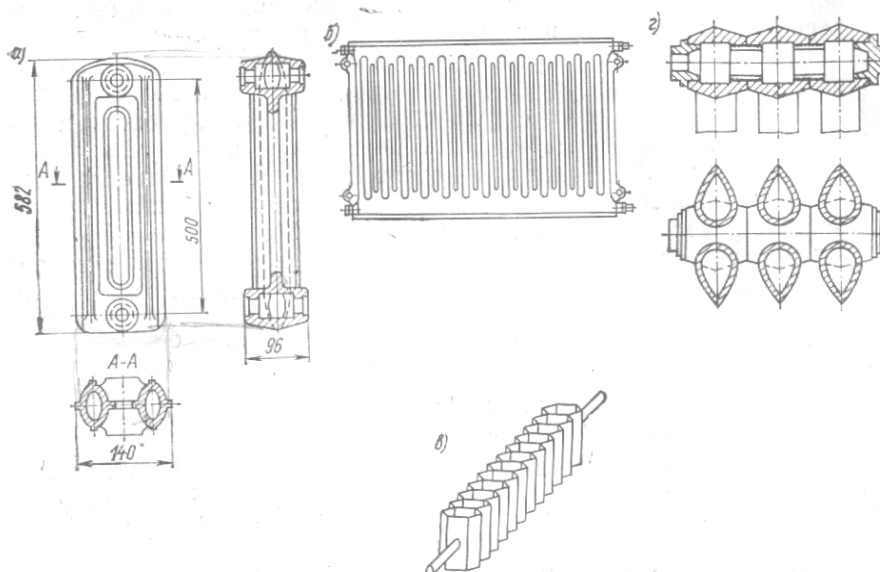


Рисунок 1 - Нагревательные приборы разных типов и способ соединения секций радиаторов

- а – радиатор М – 140;
- б – стальной штампованный радиатор;
- в – стальной конвектор;
- г – соединение секций радиаторов.

Чугунные ребристые трубы с круглыми ребрами (рисунок 2) нашли применение преимущественно в системах отопления промышленных зданий. Ребристые трубы являются наиболее дешевыми нагревательными приборами.

Для отопления жилых и общественных зданий ребристые трубы не нашли широкого применения из-за низких санитарно-гигиенических показателей (наличие ребер затрудняет очистку их от пыли и др.).

Стальные штампованные радиаторы (рисунок 1) не нашли широкого применения из-за быстрой коррозии в условиях эксплуатации.

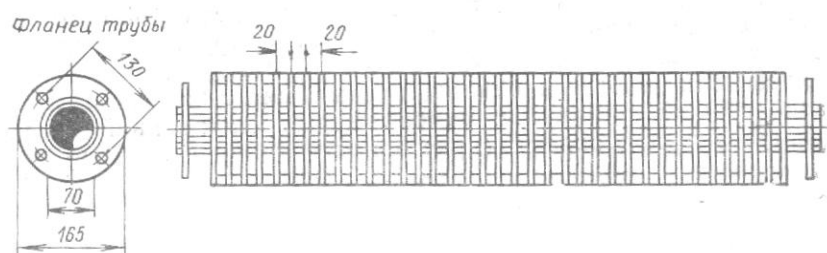


Рисунок 2 - Чугунная ребристая труба

Однако при теплоносителе—деаэрированной (освобожденной от кислорода) воде (как правило, от ТЭЦ) коррозия становится почти не ощутимой и применение штампованных стальных радиаторов вполне возможно.

Конвекторы (рисунок 1, в) состоят из двух конструктивных элементов: труб, по которым перемещается теплоноситель, и насаженных на них стальных пластин оребрения, составляющих основную поверхность нагревательного прибора. Конвекторы устраивают без кожуха (плинтусного типа) и с кожухом. В конвекторе, помещенном в кожух, происходит интенсивная циркуляция воздуха, способствующая увеличению теплосъема на 20% и более. Теплоотдача конвектора в кожухе регулируется воздушным клапаном.

Недостатком конвекторов является необходимость в периодической и трудной очистке их от пыли.

Неметаллические нагревательные приборы - к ним относятся керамические и фарфоровые радиаторы. Несмотря на удовлетворительные теплотехнические и санитарно-гигиенические показатели этих приборов, широкого практического применения они не получили в основном из-за отсутствия надежного и простого способа присоединения к металлическим трубопроводам.

Бетонные отопительные панели представляют собой бетонные плиты с заделанными в них змеевиками из труб. При прочих равных условиях

заделанные в бетон трубы отдают больше тепла, чем если бы они находились открытыми на воздухе. Панели располагают в конструкциях стен и перегородок зданий или устанавливают под окнами (приставная панель) (рисунок 3).

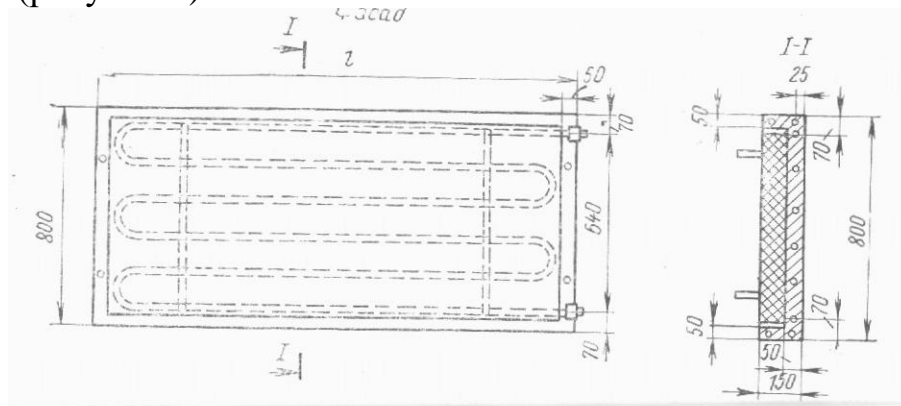


Рисунок 3 - Подоконная отопительная панель

В отопительных панелях теплоотдача лучеиспусканием больше, чем в других отопительных приборах, например, радиаторах или конвекторах. Находят применение бетонные панели со специально устроенными внутренними каналами, в которых циркулирует нагретый воздух. Прогрываемые этим воздухом панели служат приборами панельно-лучистого отопления.

Как правило, нагревательные приборы следует устанавливать в помещении непосредственно у наружных ограждений под окнами. При таком размещении восходящие от нагревательных приборов конвекционные потоки нагретого воздуха препятствуют движению охлажденного воздуха, ниспадающего с холодных наружных ограждений на пол отапливаемого помещения.

Если установить под окнами требуемое количество нагревательных приборов невозможно, последние размещают в помещении у наружных стен или у внутренних перегородок (вблизи наружных стен).

В зданиях высотой до четырех этажей отопительные приборы на лестничных клетках возможно располагать при входе. Отопительные приборы лестничных клеток должны присоединяться к обособленным стоякам по однотрубной проточной схеме.

Не разрешается устанавливать нагревательные приборы в отсеках тамбуров, имеющих наружные двери.

Нагревательные приборы присоединяются к стоякам системы различно (рисунок 4). При числе секций в радиаторах более 25 или при соединении «на сцепке» более двух нагревательных приборов предусматривается разностороннее их присоединение к трубопроводам.

Нагревательные приборы в раздевальнях, коридорах, уборных, умывальных и тому подобных помещениях возможно присоединять «на сцепке» к приборам соседних помещений.



Рисунок 4 - Схема присоединения радиаторов к стоякам систем
водяного отопления

а, б — «сверху вниз»;

в — «снизу вниз»;

г, д — «снизу вверх».

2.2.4 Виды систем отопления

Системы отопления состоят из следующих основных элементов:

- а) генератора тепла, в котором теплоносителю передается необходимое количество тепла;
- б) системы теплопроводов для перемещения по ним теплоносителя;
- в) нагревательных приборов, передающих тепло от теплоносителя воздуху и ограждениям помещения.

Центральными системами отопления называют системы, предназначенные для отопления нескольких помещений из единого теплового пункта, в котором размещается генератор тепла.

Местным отоплением называют такой вид отопления, при котором генератор тепла и нагревательный прибор конструктивно скомпонованы вместе и установлены в обогреваемом помещении.

В данной главе необходимо выбрать систему отопления и дать ее описание.

2.2.5 Арматура и трубопроводы систем отопления

Необходимо привести виды арматуры, необходимой для перекрытия потока, переключения его направления, изменения расхода, давления и скорости в зависимости от требований технологического процесса, а также выбрать трубы для систем отопления.

2.2.6 Тепловые пункты

Тепловые пункты представляют собой узлы подключения потребителей тепловой энергии к тепловым сетям и предназначены для подготовки теплоносителя, регулирования его параметров перед подачей в местные системы, а также для учета потребления тепла. От слаженной

работы многочисленных пунктов зависят нормальное функционирование и технико-экономические показатели всей системы централизованного теплоснабжения.

Из-за неправильной наладки и работы тепловых пунктов возможно нарушение подачи тепла и даже ее прекращение, особенно к конечным потребителям. В связи с этим выбор схемы и оборудования тепловых пунктов в зависимости от вида, параметров теплоносителя и назначение местных установок является важнейшим этапом проектирования.

2.2.7 Контрольно-измерительные приборы и автоматизация

В данной главе необходимо дать описание и назначение приборов учета и контроля, установленных в местных или центральных тепловых пунктах, которые будут выбраны в дипломном проекте.

2.2.8 Виды вентиляции

Задачей любого вентиляционного устройства является создание в жилых, общественных и производственных помещениях воздушной среды, удовлетворяющих санитарно-гигиеническим требованиям и условиям производства, что достигается удалением из помещений загрязненного воздуха и заменой его свежим.

По способу приготовления воздуха и организации воздухообмена в помещениях различают системы вентиляции:

- естественной (аэрация), для которых характерны естественный приток и удаление воздуха;
- с механическим побуждением, в которых перемещение воздуха осуществляется с помощью воздуходувных устройств (вентиляторов, кондиционеров и т.п.).

По назначению выделяют системы вентиляции: приточные, вытяжные и приточно-вытяжные.

По степени охватывания помещения вентиляционным процессом система вентиляции бывает:

- общеобменной – при охватывании помещения в полном объеме;
- локальной (местной) при охватывании части помещений.

В дипломном проекте необходимо выбрать систему вентиляции и дать ее описание.

3 Расчетно-конструкторский раздел

2.3.1 Определение потерь теплоты через ограждающие конструкции здания

Наибольшие потери тепла через отдельные ограждения определяются по формуле:

$$Q_i = \frac{1}{Ro_{npi}} (t_{ni} - t_n) n_i F \beta_i, \quad (1)$$

где Q_i – наибольшие потери тепла через отдельные ограждения, Вт;

Ro_{npi} - приведенное сопротивление теплопередаче ограждения, $m^2 \cdot 0C / Вт$;

n_i - коэффициент, учитывающий фактическое понижение расчетной разности температур $(t_{ni} - t_n)$ для ограждений, которые определяют отапливаемое помещение от неотапливаемого (подвал, чердак и т.д.);

β_i - коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла через ограждение;

F – площадь ограждения, m^2 .

Индекс i относит все обозначения к i –тому ограждению.

Теплопотери помещения, которые принимаются по СНиП за расчетные при выборе тепловой мощности системы отопления, определяют как сумму расчетных потерь тепла через все его наружные ограждения. Кроме того, учитываются потери или поступления тепла через внутренние ограждения, если температура воздуха в соседних помещениях ниже или выше температуры в данном помещении на $5^{\circ}C$ и более...

Расчет потерь тепла через пол

Передача тепла из помещения нижнего этажа через конструкцию пола является сложным процессом. Учитывая сравнительно небольшой удельный вес теплопотерь через пол в общих потерях помещения, применяют упрощенную методику расчета. Теплопотери через пол, расположенный на грунте, рассчитываются по зонам. Для этого поверхность пола делят на зоны-полосы шириной 2м, параллельные наружным стенам. Полосу, ближайшую к наружной стене, обозначают первой зоной, следующие две полосы - второй и третьей зоной, а остальную поверхность пола – четвертой зоной.

Теплопотери каждой зоны рассчитывают по формуле (1), принимая $n_i \beta_i = 1$.

За величину Ro_{npi} принимают условное сопротивление теплопередаче, которое для каждой зоны неутепленного пола равно: для 1 зоны $R_{n_g} = 2,15$;

для второй зоны $R_{H_g} = 4,3$; для 3 зоны $R_{H_g} = 8,6$; для 4 зоны $R_{H_g} = 14,2$ К · м²/Вт.

Если в конструкции пола, расположенной непосредственно на грунте, имеются слои материалов, коэффициент теплопроводности которых меньше 1,163, то такой пол называют утепленным. Термические сопротивления утепляющих слоев в каждой зоне прибавляют к сопротивлениям R_{H_g} ; таким образом, условное сопротивление теплопередаче каждой зоны утепленного пола R_{y_n} оказывается равным:

$$R_{y_n} = R_{H_g} + \sum \frac{\delta y_c}{\lambda y_c} \sum \frac{\delta y_c}{\lambda y_c} \quad (2)$$

где R_{y_n} - условное сопротивление теплопередаче каждой зоны утепленного пола, м² °С/Вт;

R_{H_g} - сопротивление теплопередаче неутепленного пола

соответствующей зоны, м² °С/Вт;

δy_c и λy_c - толщины и коэффициенты теплопроводности утепляющих слоев, м.

Теплопотери через пол по лагам рассчитываются также по зонам, только условное сопротивление теплопередаче каждой зоны пола по лагам $R_{л}$ принимают равным

$$R_{л} = 1,18 R_{y_n} , \quad (3)$$

где R_{y_n} - величина, полученная по формуле (2) с учетом утепляющих слоев в качестве утепляющих слоев здесь дополнительно учитывают прослойку и настил пола по лагам.

Поверхность пола в первой зоне, принимающая к наружному углу, имеет повышенные потери, поэтому ее площадь размером 2х2 дважды учитывается при определении общей площади первой зоны.

Подземные части наружных стен рассматриваются при расчете теплопотерь как продолжение пола. Разбивка на полосы – зоны в этом случае делается от уровня земли по поверхности подземной части стен и далее по полу. Условные сопротивления теплопередаче для зон в этом случае принимаются и рассчитываются также, как для утепленного пола при наличии утепляющих слоев, которыми в данном случае являются слои конструкции стены.

Добавочные потери через ограждения

Основные теплопотери через ограждения, подсчитанные по формуле (1), при $\beta_i = 1$ часто оказываются меньше действительных теплопотерь, так как при этом не учитывается влияние на процесс некоторых факторов.

Потери тепла могут заметно изменяться под влиянием инфильтрации воздуха через толщу ограждений и щели в них, а также под действием облучения солнцем и противоизлучения внешней поверхности ограждений. Теплотери в целом могут заметно возрасти за счет изменения температуры по высоте помещения, вследствие поступления холодного воздуха через открываемые проемы и пр.

Эти дополнительные потери тепла обычно учитывают добавками к основным теплотерям. Величина добавок и условное их деление по определяющим факторам следующее:

1. Добавка на ориентацию по сторонам света принимаются на все наружные вертикальные и наклонные ограждения (проекции на вертикаль). Величины добавок определяют по рисунку 5.

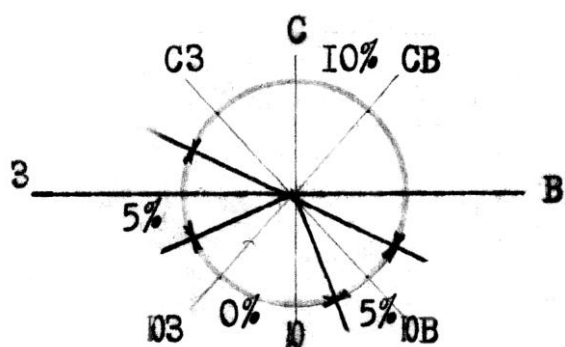


Рисунок 5 - Схема определения величины добавки к основным теплотерям на ориентацию по сторонам света

2. Добавка на обдуваемость ограждения ветром. В районах, где расчетная зимняя скорость ветра не превышает 5 м/с, добавка принимается в размере 5% для ограждений, защищенных от ветра, и 10% для ограждений, не защищенных от ветра. Ограждение считают защищенным от ветра, если прикрывающее его строение верха ограждения больше чем на $\frac{2}{3}$ расстояния между ними. В местностях со скоростью ветра более 5 и более 10 м/с приведенные величины добавок должны быть увеличены соответственно в 2 -3 раза.
3. Добавка на продуваемость угловых помещений и помещений, имеющих две и более наружных стен, принимается равной 5% для всех непосредственно обдуваемых ограждений. Для жилых и тому подобных зданий эта добавка не вводится (учитывается повышение внутренней температуры на 2%).
4. Добавка на поступление холодного воздуха через наружные двери при их кратковременном открывании при N этажах в здании принимается равной 100%- при двойных дверях без тамбура, 80N% - то же, с тамбуром, 65% - при одинарных дверях. В промышленных помещениях добавка на поступление воздуха через ворота, которые не имеют тамбура и шлюза,

если они открыты менее 15 мин. в течение 1 ч., принимается равной 300%. В общественных зданиях частое открывание дверей также учитывается введением дополнительной добавки равной 400-500%.

5. Добавка на высоту для помещений высотой более 4 м принимается в размере 2% на каждый метр высоты стен более 4 м, но не более 15%. Эта добавка учитывает увеличение теплопотерь в верхней части помещения в результате повышения температуры воздуха с высотой. Для промышленных помещений делают специальный расчет распределения температуры по высоте, в соответствии с которым определяют теплопотери через стены и перекрытия. Для лестничных клеток добавка на высоту не принимается.
6. Добавка на этажность для многоэтажных зданий высотой 3-8 этажей, учитывающая дополнительные затраты тепла на нагревание холодного воздуха, который при инфильтрации через ограждения проникает в помещение, принимается по СНиП.

Таблица 2 – Показатель темпа охлаждения помещения зданий

здания	Теплоемкость внутренних конструкций кДж/К° м ³	Коэффициент теплопередачи К° 10 ³
Кирпичные с массивными Наружными стенами из кирпича толщиной 0,65 м: полнотелого красного, семищелевого	210-250 167	10-15 19
Крупнопанельные с наружными стенами: средней массивности, керамзитобетонными, однослойными, толщиной 0,3-0,4 м	167-180	20
малой массивности, трехслойными с минеральной ватой, толщиной 0,25-0,3 м	167-180	22
малой массивности, трехслойными со стиропом, толщиной 0,15-0,2 м	150	30
легкими, трехслойными с сотопластом, толщиной 0,1-0,15 м	130	33
Деревянные с наружными стенами малой массивности, каркасными с заполнением деревянными щитами, толщиной 0,1-0,15 м	84-105	40-60

ПРИМЕР. Рассчитать теплопотери помещений общежития, расположенного в Москве (рисунок 2)

1. Коэффициент теплопередачи наружных стен, определенный по приведенному сопротивлению теплопередаче по наружному обмеру, $k = 1,01 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) / 0,87 \text{ ккал}/(\text{ч м}^2 \text{ }^\circ\text{С})/$.

2. Коэффициент теплопередачи чердачного перекрытия принимаем равным $k_{пт} = 0,78 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) / 0,67 \text{ ккал}/(\text{ч м}^2 \text{ }^\circ\text{С})/$.

Полы первого этажа выполнены на лагах. Термическое сопротивление воздушной прослойки $R_{в.п.} = 0,172 \text{ К м}^2\text{Вт} / 0,2^\circ\text{С ч}/\text{ккал}/$; толщина дощатого настила $\delta = 0,04 \text{ м}; \lambda = 0,175 \text{ Вт}/(\text{мК}) / 0,15 \text{ ккал}/(\text{ч м}^2 \text{ }^\circ\text{С})/$.

Теплопотери через пол по лагам определяются по зонам. Сопротивление теплопередаче утепляющих слоев конструкции пола равно:

$$R_{в.п.} = \frac{\delta}{\lambda} = 0,172 + \frac{0,04}{0,175} = 0,43 \text{ К м}^2\text{Вт} (0,5^\circ\text{С м}^2 \text{ ч}/\text{ккал}).$$

Термическое сопротивление пола по лагам для 1 и 2 зон:

$$R_{л,1} = 1,18(2,15 + 0,43) = 3,05 \text{ К м}^2\text{Вт} (3,54 \text{ С м}^2 \text{ ч}/\text{ккал});$$

$$k_1 = 0,328 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}) / 0,282 \text{ ккал}/(\text{ч м}^2 \text{ }^\circ\text{С})/;$$

$$R_{л,2} = 1,18(4,3 + 0,43) = 5,6 / 6,5/;$$

$$k_2 = 0,178 / 0,154/.$$

Для неутепленного пола лестничной клетки

$$R_{н.п.1} = 2,15 (2,5) / k_1 = 0,465 (0,4) /$$

и

$$R_{н.п.2} = 4,3 (5) / k_2 = 0,232 (0,2)$$

3. Для выбора конструкции окон определяем перепад температур наружного

($t_{н5} = -26^\circ\text{С}$) и внутреннего ($t_{п} = 18^\circ\text{С}$) воздуха:

$$t_{п} - t_{н} = 18 - (-26) = 44^\circ\text{С}.$$

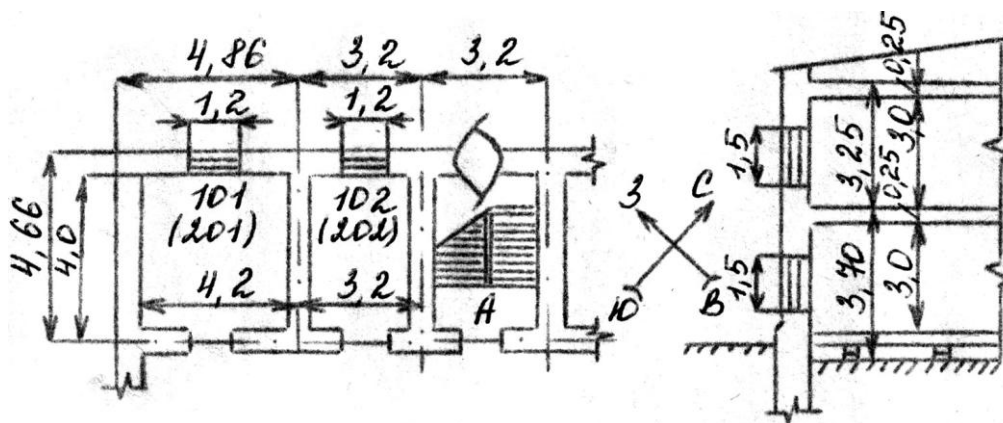


Рисунок 6 - Схема для расчета теплотерь помещений

Требуемое сопротивление окон жилого дома при $\Delta t = 44^\circ\text{C}$ равно $0,31 \text{ К м}^2/\text{Вт}$ ($0,36^\circ\text{C м}^2 \text{ ч/ккал}$). Принимаем окно с двойными раздельными деревянными переплетами; для этой конструкции $k_{\text{ок}} = 3,15$ (2,7). Наружные двери двойные деревянные без тамбура; $k_{\text{дв}} = 2,33$ (2).

Теплопотери через отдельные ограждения рассчитываем по формуле (8)

Расчет сведен в таблице 3

ПРИМЕЧАНИЯ к таблице 3

1. Для наименований ограждений приняты условные обозначения:
н.с. – наружная стена;
д.о. – двойное окно;
пл.1 и пл.2 – соответственно 1 и 2 зоны пола;
п.т. – потолок;
н.д. – наружная дверь.
2. В графе 7 коэффициент теплопередачи для окон определен как разность коэффициентов теплопередачи окна и наружной стены, при этом площадь окна не вычитается из площади стены.
3. Теплопотеря через наружную дверь определена отдельно (из площади стены в этом случае исключается площадь двери, так как добавки на дополнительные теплопотери у наружной стены и двери разные).
4. Расчетная разность температур в графе 8 определена как $(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})_{\text{н}}$.
5. Основные теплопотери (графа 9) определены как $kF \Delta t_{\text{н}}$.
6. Добавочные теплопотери даны в процентах к основным.
7. Коэффициент β_i (графа 13) равен единице плюс добавочные теплопотери, выраженные в долях единицы.
8. Расчетные потери через ограждения определены как $kF \Delta t_{\text{н}} \beta_i$ (графа 14).

Продолжение таблицы 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
201	Жилая комна- та, +18	Н.с.	3	-17	1	35	6,26x3,12	19,6	1,163	798	5	10	5	1,2	958
		Д.о.	3	-17	1	35	1,5x1,7x1	2,55	1,75	156	5	10	5	1,2	187
		Н.с.	С	-17	1	35	3,46x3,12	10,8	1,163	440	10	10	5	1,25	550
		Д.о.	С	-17	1	35	1,5x1,7x1	2,55	1,75	156	10	10	5	1,25	195
		Пт	-	-17	0,9	35	5,75x2,95	17	1,04	557	-	-	-	-	557
															Итого 1952
202	Жилая комна- та, +18	Н.с.	С	- 17	1	35	3,2x3,12	10	1,163	407	10	10	-	1,2	488
		Д.о.	С	- 17	1	35	1,5x1,7x1	2,55	1,74	155	10	10	-	1,2	186
		Пт	-	- 17	0,9	35	3,2x3,5	11,2	1,04	367	-	-	-	-	367
															Итого 1041
203	Кори- дор, +16	Пт	-	-17	0,9	33	3,2x2,25	7,2	1,04	222	-	-	-	-	Итого 222

2.3.2 Определение поверхности нагрева отопительных приборов

Расчет состоит в определении площади нагрева, под которой понимается поверхность нагревательного прибора, омываемая воздухом помещения.

Практически поверхность нагрева прибора определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{k(t_{np} - t_b)} \beta_1 \beta_2 \beta_3 / \beta_4, \quad (5)$$

где F - поверхность нагрева прибора, m^2 ;

Q — количество теплоты, отдаваемой прибором, Вт;

k — коэффициент теплопередачи прибора, зависящий от вида теплоносителя и разности температур ($t_{np} - t_b$), $Вт/м^2 \cdot ^\circ C$;

t_{np} — средняя температура теплоносителя; при расчете нагревательных приборов водяных систем средняя температура теплоносителя в приборе, $^\circ C$, принимается равной:

$$t_{np} = \frac{T_1 - T_2}{2}, \quad (6)$$

где: T_1 и T_2 — температуры воды соответственно в подающей и обратной подводках нагревательного прибора; при расчете нагревательных приборов паровых систем отопления низкого давления (при расчете нагревательных приборов паровых систем отопления высокого давления принимается равной температуре пара в зависимости от давления перед нагревательным прибором, $^\circ C$;

t_b — расчетная внутренняя температура отапливаемого помещения, $^\circ C$;

β_1 — поправочный коэффициент, учитывающий способ установки нагревательного прибора; например, с возрастанием скорости строго направленного потока воздуха около нагревательного прибора коэффициент увеличивается;

β_2 — поправочный коэффициент, учитывающий остывание воды в трубопроводах; например, все нагревательные приборы, установленные в здании, рассчитываются на одну и ту же температуру теплоносителя, фактическая же температура теплоносителя (воды) будет зависеть от расстояния, на котором установлен каждый нагревательный прибор, от источника тепла, так как при движении теплоносителя по трубопроводам его температура снижается;

β_3 — поправочный коэффициент на количество секций в радиаторах; его введение обуславливается тем, что теплоотдача секций нагревательного

прибора неодинакова: крайние две секции находятся в лучших условиях для отдачи тепла лучеиспусканием, а в средних секциях происходит взаимное облучение;

β_4 - поправочный коэффициент, зависящий от вида присоединения радиатора к трубопроводам системы отопления и от расхода в приборе воды. При присоединении нагревательного прибора (радиатора) по схеме «снизу — вниз» (см. рис. 4, в) уменьшается коэффициент теплопередачи на 10%, а при присоединении «снизу – вверх» (рис. 4, г,д) —на - 20% по сравнению с коэффициентами по схеме «сверху - вниз» при одностороннем (рис. 4,а) и разностороннем (рис. 4, б) присоединении приборов к стоякам системы отопления, при неизменном расходе теплоносителя.

Изменение расхода воды через нагревательный прибор связано с изменением скорости воды в элементах нагревательного прибора и, следовательно, с изменением коэффициента теплообмена.

Значение β_4 принимается по таблицам, в которых учитывается как вид присоединенных к прибору трубопроводов, так и относительный расход воды $G_{отн}$

$$G_{отн} = \frac{q}{c \cdot \Delta t \cdot 0,0048}, \quad (7)$$

где $G_{отн}$ - относительный расход воды;

q — теплоотдача прибора, Вт/экм;

C — теплоемкость воды, принимаемая равной 4,19 кДж/кг $^{\circ}\text{C}$;

Δt - перепад температур теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$;

0,0048— условный расход воды, кг/с экм.

Поверхность нагревательных приборов может исчисляться и эквивалентных квадратных метрах (экм).

Эквивалентным квадратным метром называется условная поверхность эталонного нагревательного прибора (радиатора), теплоотдача которого равна 435 ккал/ч=506 Вт при разности средней температуры теплоносителя и температуры воздуха $\Delta t = 64,5^{\circ}\text{C}$ (температура теплоносителя 95 и 70 $^{\circ}\text{C}$, температура воздуха помещения 18 $^{\circ}\text{C}$), при расходе воды через нагревательный прибор 17,4кг/ч = 0,0048 кг/с и стандартной (открытой) установке прибора.

Преимущество исчисления поверхности нагрева нагревательных приборов в экм заключается в возможности легкого пересчета поверхности прибора при замене одного типа прибора другим. Кроме того, планирование

заводами выпуска нагревательных приборов в экм способствует повышению их технико-экономических показателей.

Определение поверхности нагрева приборов F в экм производится по формуле

$$F_{\text{экм}} = \frac{Q}{q\beta_4} \beta_1\beta_2\beta_3. \quad (8)$$

При произвольной разности температур Δt между теплоносителем и помещением теплосъем с 1 экм будет отличаться от величины 506 Вт и его значение q , Дж/экм, может быть определено по формуле (для радиаторов)

$$q = (20,17 + 0,03\Delta t)\Delta t,$$

где $\Delta t = t_{\text{пр}} - t_{\text{в}}$.

Пример расчета

Задание. Определить поверхность нагрева радиатора М-140А, установленного в жилой комнате $t_{\text{в}}=18^\circ\text{C}$, расположенной на первом этаже; теплотери наружными ограждениями комнаты — 1600 ккал/ч = 1860,8 Вт; система отопления — двухтрубная водяная, с естественной циркуляцией, верхней разводкой; параметры теплоносителя $t_{\text{г}}=95^\circ\text{C}$, $t_{\text{о}}=70^\circ\text{C}$. Прокладка трубопроводов скрытая, поэтому теплоотдача труб в помещении не учитывается. Горячая вода поступает через верхнюю и удаляется через нижнюю пробки

Решение:

1 Определяем коэффициент теплоотдачи 1 экм радиатора

$$K_{\text{экм}} = 5,6 + 0,03 \left(\frac{95 + 70}{2} - 18 \right) = 7,54 \text{ Вт/экм.}$$

2 Определяем теплоотдачу 1 экм

$$q = K_{\text{экм}} \Delta t_{\text{ср}} = 7,54(82,5 - 18) = 486 \text{ Вт/экм.}$$

3 Определяем поверхность нагрева радиатора

$$F_{\text{экм}} = \frac{Q\beta_1\beta_2}{q\beta_4} = \frac{1860,8}{486 \cdot 1} 1,03 \cdot 1,09 = 4,3 \text{ экм.}$$

где $\beta_4=1$ при $\text{Gotn} = 1$ и присоединении подводов к радиатору по схеме «сверху вниз»;

β_1 — поправочный коэффициент на способ установки радиатора (открытая установка прибора), $\beta_1 = 1,03$;

β_2 - поправочный коэффициент на остывание воды в трубах ; поправка на β_2 в связи с увеличением остывания в трубопроводах системы отопления с естественной циркуляцией), $\beta_2 = 1,05 \cdot 1,04 = 1,09$.

4 Определяем количество секций в приборе

$$n = F_{\text{ЭКМ}}/f_{\text{ЭКМ}} = 4,3/0,31 = 13,87$$

$f_{\text{ЭКМ}}$ — поверхность секции радиатора; для радиатора М-140А $f_{\text{ЭКМ}}=0,31$ экм. При количестве секций в радиаторах от 11 до 20 вводится поправочный коэффициент $\beta_3= 1,05$, тогда $n= 13,87 \cdot 1,05=14,56$

К установке подлежит радиатор М-140А с 15 секциями.

2.3.3 Расчет системы отопления на примере расчета двухтрубной системы отопления с естественной циркуляцией

1.1 На вычерченную в аксонометрической проекции (строго в масштабе) схему системы отопления наносят значения тепловых нагрузок: сначала на каждый отопительный прибор, затем на каждый расчетный участок системы. Расчетным участком системы отопления называется участок, по которому проходит неизменное количество теплоносителя при постоянной скорости.

1.2 Выявляют главное циркуляционное кольцо, т. е. такое кольцо, в котором средняя потеря давления будет наименьшей

$$P_{\text{ср}} = \frac{P}{\Sigma l}, \quad (9)$$

где $P_{\text{ср}}$ - средняя потеря давления, Па;

p — располагаемое давление в системе отопления, Па;

Σl — суммарная длина участков, составляющих расчетное кольцо.

В главном расчетном кольце будет, как правило, наименьшей и удельная потеря давления на трение, которую можно определить из выражений:

$$R_{\text{ср}} = p_{\text{ср}}\varphi; \quad R_{\text{ср}} = \frac{p\varphi}{\Sigma l}, \quad (10)$$

где $R_{\text{ср}}$ — удельная потеря давления на трение на единицу длины трубопровода;

φ — коэффициент, который учитывает долю потери давления на преодоление сопротивлений трения (от общих потерь); φ принимается равным 50% (в данной системе).

1.3 По номограммам или лучше специальным таблицам для расчета трубопроводов определяют диаметр, фактическую потерю давления на трение R на 1 пог. м и скорость движения теплоносителя. При этом стремятся к тому, чтобы фактическая потеря давления на трение была по своему

значению возможно ближе к $R_{ср}$, определенному перед началом расчета. $R_{ср}$ служит для облегчения расчета (с тем, чтобы расчет производился с минимальным пересчетом диаметров трубопровода).

Найденные из таблицы значения d , R , v заносятся в таблицу расчета трубопровода.

1.4 Определяют произведение Rl — потери давления на трение на каждом участке.

1.5 Затем определяют потери в местных сопротивлениях: для каждого участка находят $\Sigma\xi$ (потери в местных сопротивлениях в безразмерных единицах) и Z (потери в местных сопротивлениях).

1.6 Далее определяют суммарную фактическую потерю давления p на трение и местные сопротивления в расчетном кольце, которая не должна быть больше располагаемого давления.

Расчет трубопровода считается выполненным удовлетворительно при запасе располагаемого давления около 10%. С таким запасом должны быть рассчитаны или, как говорят, «увязаны» циркуляционные кольца всей системы отопления.

Пример расчета

Задание. Рассчитать трубопровод двухтрубной системы водяного отопления с естественной циркуляцией. Перепад температуры воды в нагревательном приборе 25°C при температуре горячей воды 95°C и температуре охлажденной воды 70°C .

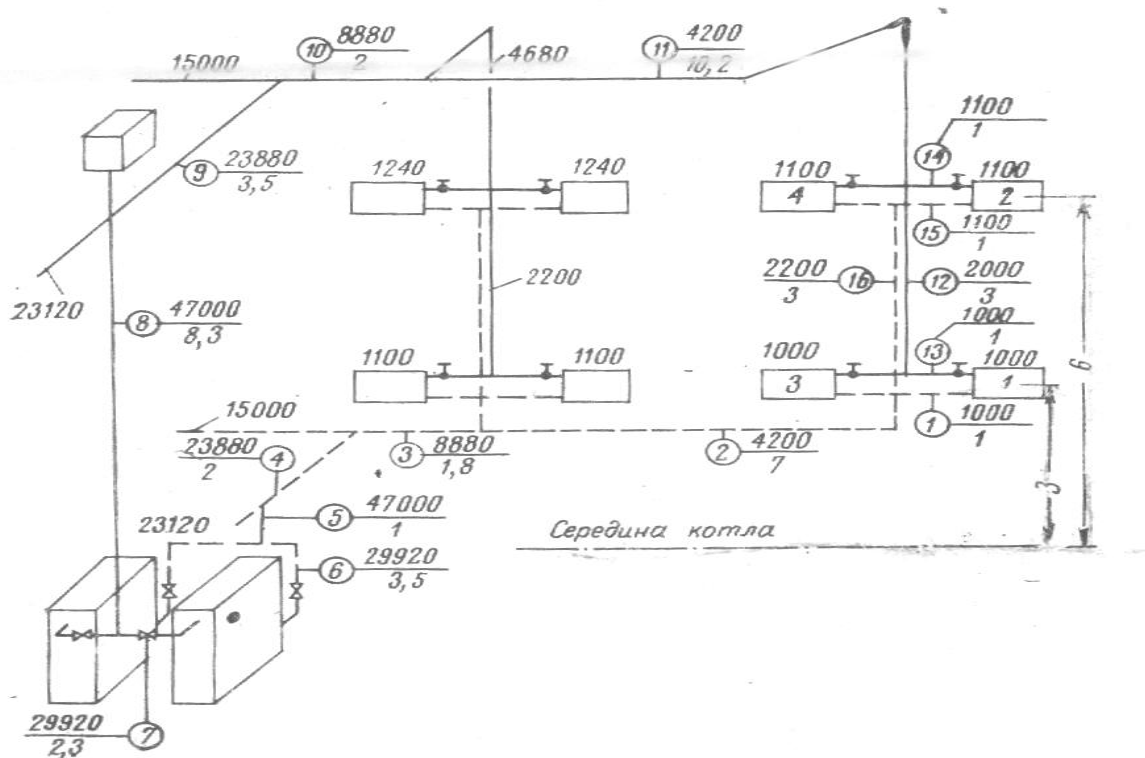


Рисунок 6 - Схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой с естественной циркуляцией

(цифры в кружочках – номера участков; цифры над чертой – тепловая нагрузка участка, под чертой – длина участка)

Решение:

1. По расчетной теплоотдаче нагревательных приборов определяем тепловые нагрузки на расчетных участках. Следует иметь в виду, что тепловая нагрузка на участках показывает, по существу, не количество тепла, а расход теплоносителя, который обеспечивает для нагревательных приборов подвод расчетного количества тепла. Поэтому на участках, отводящих охлажденную воду от нагревательных приборов, проставляется то же количество тепла, что и на подающих трубопроводах. В таблицах и в номограммах под расходом тепла подразумевается количество теплоносителя. Нагрузка — расход теплоносителя в участках системы— определяется по формуле

$$G = \frac{Q}{c\Delta t}, \quad (11)$$

где G - расход теплоносителя в участках системы, кг/ч;

Q — тепловая нагрузка участка, Вт,

c — удельная теплоемкость теплоносителя (в данном случае воды) принимается равной 4,19 кДж/кг °С,

Δt — расчетный перепад температур воды в системе отопления, равный 25°.

2. Находим главное циркуляционное кольцо и нумеруем его участки. Это кольцо обозначено номерами 1—13 (через нагревательный прибор первого этажа) — самое протяженное кольцо, т. е. такое, для которого удельная потеря давления будет наименьшей.

3. Располагаемое давление для главного циркуляционного кольца

$$p_1 = h_1(\rho_0 - \rho_r) + \Delta p, \quad (12)$$

где p_1 - располагаемое давление для главного циркуляционного кольца, Па;

$$h_1 = 3 \text{ м};$$

$$\rho_0 = 977,81 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_r = 961,92 \text{ кг/м}^3;$$

Δp - дополнительное давление от охлаждения воды в трубопроводе, Па.

По приведенной в приложении таблице для двухтрубной системы отопления при верхней разводке с естественной циркуляцией (при открытых стояках, без изоляции, для здания в два этажа, горизонтальной протяженности системы до 25 м и расстоянии от главного стояка до расчетного в пределах 10—20 м) Δp равно 10 кгс/м². После подстановки всех величин получим

$$p_1 = 3(977,81 - 961,92) + 10 = 57,67 \text{ кгс/м}^2$$

4. Определим среднюю потерю давления на трение, считая, что $\varphi = 50\%$

а $\Sigma l = 46,6 \text{ м}$.

$$R_{\text{ср}} = \frac{57,67 \cdot 0,5}{46,6} = 0,622 \text{ кгс/(м}^2 \cdot \text{пог.м)}$$

5. По установленной величине $R_{\text{ср}}$ и тепловым нагрузкам участков, пользуясь таблицей или номограммой, подбираем диаметры трубопровода, находим R и v для данного участка.

Диаметр участка определяем по номограмме следующим образом: из точки на оси абсцисс, соответствующей нагрузке G на участке, восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с линией диаметров трубопровода;

величина потери давления на трение R на 1 пог.м должна быть как можно ближе к предварительно определенной величине $R_{ср}$.

6. Заносим в расчетную таблицу полученные величины, причем в графе 1 расчетной таблицы трубопроводов указываем номера участков расчетных колец. Участки других циркуляционных колец обозначаются в нарастающем порядке после главного циркуляционного кольца, т.е, в таблице рассчитываемых участков номера не повторяются.

7. Подсчитываем суммы коэффициентов местных сопротивлений на отдельных участках. Следует иметь в виду, что местные сопротивления на границе двух участков (сопротивления тройников на проход, на противоток и крестовин на проход и на ответвление) относятся к участкам с меньшей нагрузкой.

Таблица 4 - К расчету трубопроводов двухтрубной системы
водяного отопления

№ участка	Тепловая нагрузка $Q, \text{ккал/ч}$ (Вт)	Нагрузка $G, \text{кг/ч}$	Длина участка $l, \text{м}$	Данные расчета					
				$d, \text{мм}$	$V, \text{м/с}$	$R, \text{кгс}/(\text{м}^2 \cdot \text{пог.м})$	$R \cdot l, \text{кгс}/\text{м}^2$	$\Sigma \xi$	$Z, \text{кгс}/\text{м}^2$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1000 (1163)	40	1	15	0,065	0,36	0,36	4	0,85
2	4200 (4885)	168	7	25	0,085	0,55	3,85	2	0,72
3	8880 (10327)	355	1,8	32	0,11	0,55	0,99	3	1,82
4	23800 (27679)	951	2	50	0,13	0,45	0,9	3	2,54
5	47000 (54661)	1880	1	76	0,14	0,4	0,4	-	-
6	29920 (34797)	1205	3,5	50	0,17	0,75	2,63	4,25	6,38
7	29920 (34797)	1205	2,3	50	0,17	0,75	1,73	5,25	7,63

Продолжение таблицы 4

8	47000 (54661)	1880	8,3	76	0,14	0,4	3,31	-	-
9	23880 (27697)	951	3,5	50	0,13	0,45	1,58	1,5	1,27
10	8880 (10327)	355	2	32	0,11	0,55	1,1	1,5	0,91
11	4200 (4885)	168	10,2	25	0,085	0,55	5,62	2,5	0,91
12	2000 (2326)	80	3	20	0,067	0,45	1,35	4	1,12
13	1000 (1163)	40	1 $\Sigma=46,6$	15	0,065	0,36	0,36 $\Sigma=24,18$	6,5	1,38 $\Sigma=26,79$
14	1100 (1279)	44	1	15	0,067	0,48	0,48	8	1,57
15	1100 (1279)	44	1	15	0,067	0,48	0,48	2,5	0,56
16	2200 (2559)	88	3 $\Sigma=5$	20	0,071	0,52	1,56 $\Sigma=2,52$	4	1,01 $\Sigma 3,14$

Расчет главного циркуляционного кольца через прибор №1 на участках 1 – 13:

$$\Sigma(R1+Z)=24,18+26,79=50,97 \text{ кгс/м}^2.$$

$$\text{Запас давления } \frac{57,67 - 50,97}{57,67} 100 = 11,4\% .$$

Расчет циркуляционного кольца через прибор №2 на участках 14 – 16:

$$P_{14-16}=6(977,81 - 961,92)+10 - \Sigma(R1+Z)_{2-11}=105,34 - 45,55 = 59,79 \text{ кгс/м}^2.$$

$$\Sigma(R1+Z)=2,52+3,14=5,66 \text{ кгс/м}^2.$$

$$\text{Запас давления } \frac{105,34 - (45,55 + 5,66)}{105,34} 100 = 51,5\%$$

Расчет местных сопротивлений

Участок 1

Половина радиатора..... $\xi=1$

Крестовина на поворот..... $\xi=3$

$$\sum \xi = 4$$

Участок 2

Отвод 90° диаметром 22 мм..... $\xi = 1$

Тройник на проход..... $\xi = 1$

$$\sum \xi = 2$$

Участок 3

Тройник на противотоке..... $\xi = 3$

$$\sum \xi = 3$$

Участок 4

Тройник на противотоке..... $\xi = 3$

$$\sum \xi = 3$$

Участок 5

Местных сопротивлений нет..... $\xi = 0$

Участок 6

Тройник на поворот..... $\xi = 1,5$

Два отвода 90° диаметром 50 мм..... $\xi = 0,5 * 2 = 1$

Запорная задвижка..... $\xi = 0,5$

Половина чугунного котла..... $\xi = 1,25$

$$\sum \xi = 4,25$$

Участок 7

Половина котла..... $\xi = 1,25$

Отвод 90° диаметром 50 мм..... $\xi = 0,5$

Запорная задвижка..... $\xi = 0,5$

Тройник на противотоке..... $\xi = 3$

$$\sum \xi = 5,25$$

Участок 8

Местных сопротивлений нет..... $\xi = 0$

Участок 9

Тройник на повороте..... $\xi = 1,5$

$$\sum \xi = 1,5$$

Участок 10

Тройник на повороте.....	$\xi=1,5$
	$\sum\xi=1,5$

Участок 11

Тройник на проход.....	$\xi=1$
Полуотвод диаметром 25 мм.....	$\xi=1/2=0,5$
Отвод диаметром 25 мм.....	$\xi=1$
	$\sum\xi=2,5$

Участок 12

Крестовина на проход.....	$\xi=2$
Скоба диаметром 20 мм.....	$\xi=2$
	$\sum\xi=4$

Участок 13

Тройник на поворот.....	$\xi=1,5$
Кран диаметром 15 мм.....	$\xi=4$
Половина радиатора.....	$\xi=1$
Итого.....	$\sum\xi=6,5$

8. Определение Z можно произвести по таблицам или расчетом по формуле

$$Z = \sum \xi \frac{v^2 \cdot \rho}{2g}. \quad (13)$$

После подстановки известных величин ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$) получим

$$Z = \sum \xi \frac{v^2 \cdot 1000}{2 \cdot 9,81} = 50 \sum \xi v^2. \quad (14)$$

Имея в виду, что при определении Z по таблицам нередко приходится прибегать к интерполяции, для повышения точности расчетов рекомендуется Z находить расчетом по формуле.

Таким образом, расчетом определено, что общая потеря давления в кольце прибора № 1 $\sum(R1 + Z)$ составляет $50,97 \text{ кгс/м}^2$, а запас давления — $11,4\%$, что близко к рекомендуемой величине (10%). Этот запас давления необходим на неучтенные гидравлические потери в трубопроводах.

9. Переходим к расчету трубопроводов циркуляционного кольца через прибор №2 данного стояка. Расчет начинаем аналогично предыдущему — с выявления располагаемого давления.

Располагаемое давление для кольца через нагревательный прибор № 2 определяется из выражения

$$p_2 = h_2(\rho_0 - \rho_r) + \Delta p, \quad (15)$$

где h_2 — расстояние от середины котла до середины нагревательного прибора № 2; в нашем случае $h_2=6$ м;

Δp —дополнительное давление от охлаждения воды в трубопроводах, принимаемое, как и выше,(для одного и того же стояка), равным 10 кгс/м^2 .

После подстановки известных величин p_2 будет равно:

$$p_2 = 6 (977,81 - 961,92) + 10 = 105,34 \text{ кгс/м}^2$$

В расчетное кольцо нагревательного прибора № 2 входят уже рассчитанные участки 2—11 —кольца через нагревательный прибор № 1 и новые участки 14, 15, 16.

Повторное определение потерь давления в участках 2—11, для которых диаметры уже выявлены, нецелесообразно. Поэтому следует определить располагаемое давление, которое может быть израсходовано только в участках 14, 15, 16:

$$P_{14-16} = h_2(\rho_0 - \rho_r) + \Delta P - \sum(Rl + Z)_{2-11}, \quad (16)$$

где $\sum(Rl + Z)_{2-11}$ —потери давления на участках 2—11, входящих в первое расчетное кольцо через нагревательный прибор № 1.

После подстановки известных величин получим

$$P_{14-16} = 105,34 - 45,55 = 59,79 \text{ кгс/м}^2.$$

Определим среднюю удельную потерю давления на трение на участках 14, 15, 16:

$$R_{cp} = \frac{P_{14-16}}{\sum l_{14-16}} = \frac{59,79 \cdot 0,5}{5} = 5,97 \text{ кгс/(м}^2 \cdot \text{пог.м)}.$$

По номограмме подбираем диаметры труб, находим значения R и v и заполняем остальные графы расчетной таблицы.

Подсчитываем местные сопротивления на участках 14—16.

Участок 14

Крестовина на поворот..... $\xi=3$

Кран двойной регулировки диаметром 15 мм..... $\xi=4$

Половина радиатора..... $\xi=1$

$$\sum \xi = 8$$

Участок 15

Половина радиатора.....	$\xi=1$
Тройник на поворот.....	$\xi=1$
	$\Sigma\xi=2,5$
Участок 16	
Скоба диаметром 20 мм.....	$\xi=2$
Крестовина на проход.....	$\xi=2$
	$\Sigma\xi=4$

Определяем далее по принятым $\Sigma\xi$ и скоростям движения теплоносителя значения Z , которые заносим в расчетную таблицу.

Общие потери давления в кольце прибора № 2 составляют всего 51,21 кгс/м², что составляет запас давления на 51,5%. Так как запас очень велик (более 10%), попытаемся погасить его изменением диаметра участка 16 с 20 мм на 15 мм. Тогда местные сопротивления на участке 16 составят:

Скоба диаметром 15 мм	$\xi=3$
Крестовина на проход.....	$\xi=2$
	$\Sigma\xi=5$

Как видим, после внесения изменений в расчет запас давления оказался все еще очень большим (42,5%). Ввиду того, что дальнейшее внесение изменений в расчет невозможно (так как диаметры трубопроводов на участках 14—16 приняты равными 15 мм, т. е. имеют минимальное значение, погашение излишнего располагаемого давления должно осуществляться краном двойной регулировки, установленным на подающей подводке нагревательного прибора.

Расчет остальных колец системы отопления производится аналогично приведенным расчетам.

2.3.4 Расчет системы вентиляции

Расчет воздуховодов состоит в определении размеров сечения воздуховодов и потерь давления в них при движении заданного количества воздуха.

Движение воздуха по воздуховодам сопряжено с преодолением сопротивлений трения воздуха о стенки воздуховодов и местных сопротивлений.

Давление в кгс/м², необходимое для преодоления сопротивлений при движении воздуха в воздуховодах, определяется по формуле, аналогичной формуле для расчета потерь давления в трубопроводах систем отопления:

$$P = \lambda \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \gamma}{2g} + \sum \xi \frac{v_2 \gamma}{2g}, \quad (17)$$

где P - потери давления в трубопроводах систем отопления, Па;

λ – коэффициент сопротивления трению;

ℓ - длина воздуховода, по которому идет неизменное количество воздуха в единицу времени, м;

d – диаметр воздуховода, м;

v – скорость воздуха, м/с;

γ – объемная масса воздуха, кг/м³;

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местного сопротивления на рассматриваемом участке воздуховода;

Коэффициент сопротивления трения λ зависит от режима движения воздуха, характеризуемого числом Рейнольдса, и качества (шероховатости) поверхности стенок воздухопроводов.

Шероховатость стенок воздухопроводов учитывается коэффициентом β , зависящим от величины выступов на стенках. Потери давления на трение тогда определяются по формуле

$$P_{тр} = \lambda \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \gamma}{2g}, \quad (18)$$

где $P_{тр}$ – потери давления на трение, Па;

λ – коэффициент трения воздухопроводов с гладкими стенками;

β – поправочный коэффициент на шероховатость; Коэффициент β воздухопроводов диаметрами 120-1000 мм из материалов с различными величинами абсолютной шероховатости h в пределах скоростей воздуха 1-10 м/с можно принять по таблице 1.

Таблица 1 – Величины характеризующие шероховатость воздухопроводов

Материал стенок воздухопроводов	h	β
1	2	3
Каналы шлакоалебастровых и шлакобетонных плит	1-1,5	1,4-1,6
Кирпичные каналы (в зависимости от качества затирки)	4-10	2-3
Воздуховоды с внутренней поверхностью, оштукатуренной по металлической стенке	10-15	2,5-3
Фанерные воздухопроводы	1	1,4

Коэффициенты местного сопротивления определяются экспериментальным путем.

Для определения потери давления на одном участке воздуховода применяется (по аналогии с расчетами трубопроводов систем отопления) формула

$$P = R\lambda + Z, \quad (19)$$

где

$$R = \lambda \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \gamma}{2g} - \text{потери давления на местные сопротивления в воздуховоде.}$$

Потери давления в расчетной ветви воздуховодов составляют сумму потерь давления в участках рассчитываемой ветви

$$P = \Sigma(R\lambda + Z). \quad (20)$$

Значения R для расчета круглых воздуховодов находятся по таблицам или номограммам, составленным для расчета металлических воздуховодов (коэффициент шероховатости принять равным 1).

2.3.5 Методика расчета воздуховодов

В системах вентиляции естественным побуждением расчет начинают с определения располагаемого давления для каналов первого этажа

$$p_1 = h_1(\gamma_n - \gamma_в); \quad (21)$$

второго этажа

$$p_2 = h_2(\gamma_n - \gamma_в), \quad (22)$$

где h_1 и h_2 – расстояние от середины жалюзийной решетки (плоскости равных давлений), установленной соответственно в первом и втором этажах, до устья вытяжной шахты.

Далее по номограмме или расчетным таблицам для определения потерь давления на трение в круглых воздуховодах назначают сечение (диаметр) воздуховодов (конструктивно или по скорости движения воздуха), соответственно принятому сечению воздуховодов и заданному количеству воздуха по той же номограмме или таблицам определяют гидравлические потери на преодоление сил трения. По участкам вентиляционной сети определяют гидравлические потери на местные сопротивления. Затем выявляют суммарные фактические и гидравлические потери на всех участках, входящих в расчетную ветвь. При этом фактические гидравлические потери p_f не должны превышать располагаемое давление p . Если величина $p_f > p$, то необходимо соответственно увеличить сечение отдельных участков вентиляционной сети. Если величина p_f намного меньше p не более чем на 10%(запас).

После расчета первой расчетной ветви приступают к расчету ответвлений сети. Расчет ответвлений вентиляционной сети производится аналогично расчету первой ветви. Предварительно находят располагаемое

давление в ответвлении, назначают сечение воздуховода с помощью монограммы или таблиц, определяют фактические гидравлические потери при движении воздуха по ответвлению. Расчет ответвления считается законченным, если p_{ϕ} в ответвлении не больше располагаемого давления в ответвлении p ; при этом желательно, чтобы запас был примерно одинаковым с запасом в первой расчетной ветви.

Воздуховоды прямоугольного сечения рассчитываются по таблицам и номограммам для круглых воздуховодов с помощью приводимого ниже перерасчета на эквивалентный диаметр. Поскольку потерю давления на трение в воздуховодах любого сечения можно определять из выражения

$$P = \frac{\lambda}{4R} \cdot \frac{v^2}{2g} \lambda \lambda, \quad (23)$$

где P - потеря давления на трение в воздуховодах любого сечения, Па;

R – гидравлический радиус,

$R = f/u$ (здесь f – площадь внутреннего сечения воздуховода, m^2 ;

u – периметр, м), то потери давления на трение воздуховода

прямоугольного сечения со сторонами a и b может быть выражена формулой

$$P_{ab} = \frac{\lambda \cdot 2(a+b)}{4ab} \cdot \frac{v^2}{2g} \lambda \lambda \quad (24)$$

Если принять, что потери давления на трение в двух воздуховодах одинаковой длины ℓ круглой и прямоугольной форм при равной скорости v равны

$$P_{ab} = p_d$$

или

$$\frac{\lambda \cdot 2(a+b)}{4ab} \cdot \gamma \cdot 1 = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \lambda \cdot 1,$$

то отсюда для прямоугольного сечения получим значение равновеликого по потерям на трение эквивалентного диаметра

$$d_v \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}.$$

Пример расчета

Задание. Рассчитать естественную вытяжную систему вентиляции (рисунок 7) ванных комнат и санузлов двухэтажного жилого дома.

Воздуховодами служат каналы, располагаемые в толще кирпичной стены (сечение каналов 130*130мм). Каналы на чердаке объединяются шлакоалебастровыми коробами. По нормам воздухообмен (вытяжка) составляет: из ванной комнаты, а также из санузла – во 25 м³/ч. Приток воздуха неорганизованный. Вытяжка воздуха производится из верхней зоны помещений на высоте 0,5 м от потолка, высота этажей, включая толщину перекрытия, составляет 2,9 м, а чердака под коньком кровли – 2,5 м. Расчетная внутренняя температура $t_b = 18^\circ\text{C}$.

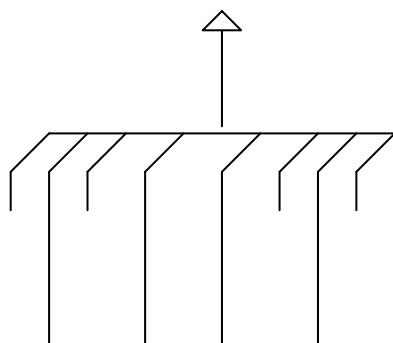


Рисунок 7 – Схема вытяжной вентиляции с естественным побуждением

Решение. При определении располагаемого естественного давления вытяжной вентиляции жилых и общественных зданий в качестве расчетной наружной температуры принимается температура наружного воздуха $t_n = +5^\circ\text{C}$. Объемные массы воздуха $\gamma_{+18} = 1,213 \text{ кг/м}^3$, $\gamma_{+5} = 1,27 \text{ кг/м}^3$. Сечения каналов в стенах заданы, размеры каналов на чердаке определяются гидравлическим расчетом.

Определяем располагаемое давление в ветви через канал:
первого этажа

$$P_1 = h_1 (\gamma_{+18} - \gamma_{+5}) = 6,7 (1,27 - 1,213) = 0,382 \text{ кгс/м}^2;$$

Второго этажа

$$P_2 = 3,8 (1,27 - 1,213) = 0,217 \text{ кгс/м}^2;$$

Так как p_1 значительно больше p_2 , а суммарная длина каналов, составляющая ветвь канала первого этажа, незначительно отличается (в большую сторону) от ветви каналов через второй этаж, первой расчетной ветвью будет ветвь, идущая через канал второго этажа (при наименьшем удельном располагаемом давлении).

Определяем потери давления на участках:

Участок 1

Скорость воздуха в канале

$$v = \frac{25}{3600 \cdot 0,13 \cdot 0,13} = 0,41 \text{ м/с}$$

Канал прямоугольного сечения и поэтому для определения потери давления находим эквивалентный диаметр круглого воздуховода, равновеликого по трению, пользуясь формулой

$$d = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 0,13 \cdot 0,13}{0,13 + 0,13} = 130 \text{ мм.}$$

По номограмме (для круглых воздуховодов) или расчетным таблицам при

$$v = 0,41 \text{ м/с и } d_v = 130 \text{ мм (130 x 130) находим } R = 0,0035 \text{ кгс/м}^2;$$

$$R \cdot \ell \cdot \beta = 0,0035 \cdot 0,8 \cdot 2,25 = 0,0063 \text{ кгс/м}^2,$$

где β – коэффициент, учитывающий шероховатость кирпичного канала, равный 2,25.

Определяем коэффициенты местных сопротивлений на участке 1:

- 1) вход воздуха в жалюзийную решетку с поворотом воздушного потока при отношении площади жалюзийной решетки к площади канала

$$F_{ж.р} / F_k = 0,6 \quad \xi = 1,3;$$

- 2) два колена под углом $90^\circ \quad \xi = 1,1 \cdot 2 = 2,2;$

- 3) тройник на проход $\xi = 0,7.$

$$\text{Итого: } \Sigma \xi = 4,2.$$

Определяем потери давления в местных сопротивлениях по формуле

$$Z = \Sigma \xi \frac{v^2 \gamma}{2g} = \Sigma \xi \frac{v^{1,2}}{2 \cdot 9,8} = 0,062 \cdot \Sigma \xi \cdot v^2.$$

Определяем величину Z

На первом участке $v_1 = 0,41 \text{ м/с}$ и $\Sigma \xi = 4,2$, откуда $Z = 0,043 \text{ кгс/м}^2.$

Величины гидравлических потерь по результатам вычислений на других участках сводятся в таблицу 2

Участок 2

Скорость в магистральных участках воздуховодов с естественной вентиляцией следует принимать не более 1 м/с.

Принимаем площадь сечения канала 150 x 150 мм, тогда фактическая скорость на участке 2:

$$v = \frac{50}{3600 \cdot 0,15 \cdot 0,15} = 0,63 \text{ м/с}$$

Определяем коэффициенты местных сопротивлений на участке 2:

Тройник на проход при $F_o / F_g = \frac{0,13 \cdot 0,13}{0,15 \cdot 0,15} = 0,75$ и

$L_o / L_c = 25 / 75 = 0,334 \dots \dots \dots \xi = 0$
 итого $\dots \dots \dots \Sigma \xi = 0$

Участок 3

По скорости не более 1 м/с принимаем сечение 200 x 150 мм. Определяем коэффициенты местных сопротивлений на участке 3:

тройник на проход при
 $F_o / F_{\Pi} = \frac{0,13 \cdot 0,13}{0,2 \cdot 0,15} = 0,56$ и

$L_o / L_c = 25 / 100 = 0,25 \dots \dots \dots \xi = 0$
 итого $\dots \dots \dots \Sigma \xi = 0$

Участок 4

При $v \leq 1$ м/с принимаем сечение канала 200 x 200 мм. Определяем коэффициенты местных сопротивлений на участке 4:

тройник на повороте в шахту $\dots \dots \dots \xi = 1,3$
 итого $\dots \dots \dots \Sigma \xi = 1,3$

Участок 5

Принимаем сечение шахты 280 x 280 мм. Определяем коэффициенты местных сопротивлений:

выход из шахты $\dots \dots \dots \xi = 2,5$
 итого $\dots \dots \dots \Sigma \xi = 2,5$

Участок 6

Принимаем сечение канала 130 x 130 мм

Определяем коэффициенты местных сопротивлений:

вход воздуха в жалюзийную решетку с поворотом $\dots \dots \dots \xi = 1,3$
 прямоугольное колено под углом 90° $\dots \dots \dots \xi = 1,1$

тройник на ответвлении.....	$\xi = 1$
итого.....	$\xi = 3,4$

Составляем сводную таблицу 2 для расчета воздухопроводов и вносим в нее вычисленные данные.

Суммарная потеря давления на участках 1,2,3,4,5 составляет:

$$\Sigma(R \cdot \ell \cdot \beta + Z)_{1,2,3,4,5} = 0,382 - 0,15 = 0,232 \text{ кгс/м}^2$$

Располагаемое естественное давление для расчета ветви, начинающейся с канала второго этажа, равно $P_2 = 0,217 \text{ кгс/м}^2$

запас составляет: $(0,217 - 0,1988) / 0,217 = 8,5\%$,

что можно считать удовлетворительным.

Располагаемое давление на участке 6

$$P_в = P_1 - \Sigma(R \cdot \ell \cdot \beta + Z)_{2,3,4,5} = 0,382 - 0,15 = 0,232 \text{ кгс/м}^2$$

запас составляет: $(0,232 - 0,069) / 0,232 = 70\%$.

Эта величина запаса велика. Снижение запаса возможно путем изменения сечения канала или установки шиберов.

Ввиду того, что изменить (уменьшить) сечение канала нельзя (в кирпичных стенах каналы сечением меньше 130 x 130 мм не устраиваются), следует рекомендовать установку шиберов в канале или регулирующего приспособления в жалюзийной решетке.

Таблица 5 – К расчету воздуховодов

Номер участка а	Расчет воздуха L, м ³ /ч	Длина участка ℓ , м	Скорость воздуха v, м/с	Площадь поперечного сечения канала F, м ²	Размер канала а х b, мм	Равновеликий диаметр по трению d, мм
1	2	3	4	5	6	7
1	25	0,8	0,41	0,0169	130x130	130
2	50	0,15	0,69	0,0225	150x150	150
3	75	0,15	0,695	0,03	200x150	170
4	100	0,5	0,7	0,04	200x200	200
5	200	3,2	0,71	0,09	280x280	280
6	25	3,8	0,41	0,0169	130x130	130

Продолжение таблицы 5

Номер участка а	Потери давления на трение на 1 пог. м	β	R ℓ β , кгс/м ²	$\Sigma \xi$	Z, кгс/м ²	R ℓ β + Z, кгс/м ²
	8	9	10	11	12	13
1	0,0035	2,25	0,0063	4,2	0,043	0,0493
2	0,006	1,5	0,00135	0,3	0,007	0,0084
3	0,007	1,5	0,0016	0	0	0,0016
4	0,006	1,5	0,0045	1,3	0,04	0,0445
5	0,0035	1,5	0,017	2,5	0,078	0,095
6	0,0035	2,25	0,03	3,4	0,039	0,069

4. Охрана труда и промышленная безопасность

2.4.1 Охрана труда

Создание благоприятных и безопасных условий для высокопроизводительного, творческого труда было и остается одним из главных направлений деятельности государства.

При разработке данного раздела можно воспользоваться литературой [9,10]. Согласно федеральному государственному образовательному стандарту выпускники должны уметь: вырабатывать эффективные решения в штатных и нештатных ситуациях;

обеспечивать подготовку и выполнение работ производственного подразделения в соответствии с технологическим регламентом;

оформлять наряды-допуски на проведение ремонтных работ;

проводить инструктаж персонала по правилам эксплуатации теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения во время проведения наладки и испытаний;

организовывать и проводить мероприятия по защите работающих от негативных воздействий вредных и опасных производственных факторов;

осуществлять мероприятия по предупреждению аварийных ситуаций в процессе производства, транспорта и распределения тепловой энергии и энергоресурсов;

осуществлять первоочередные действия при возникновении аварийных ситуаций на производственном участке;

проводить анализ причин аварий, травмоопасных и вредных факторов в сфере профессиональной деятельности;

2.4.2 Промышленная безопасность

В этой главе рассматриваются меры безопасности при эксплуатации теплопотребляющего оборудования: требования безопасности к устройству помещений и оборудования тепловых сетей и систем отопления; меры безопасности при эксплуатации оборудования систем отопления; меры безопасности при работе в подземных сооружениях; меры безопасности при обслуживании и ремонте трубопроводов систем отопления; меры безопасности при выполнении земляных работ на трассах теплосети; требования безопасности к сосудам, работающим под давлением; меры безопасности при эксплуатации сосудов; требования безопасности к изготовлению и монтажу трубопроводов, меры безопасности при эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды.

2.4.3 Промышленная экология

Объективной реальностью мирового развития человеческого общества является возрастающее воздействие промышленности, транспорта и сельского хозяйства на окружающую среду. Охрана природы представляет собой систему естественно-научных, производственно-технических, экономических и административно-правовых мероприятий, осуществляемых в стране и направленных на сохранение и контролируемое изменение окружающей природной среды в интересах развивающегося общества, обеспечение рационального использования природных ресурсов.

Рост энерговооруженности труда и потребления электроэнергии в быту ведет к дальнейшему развитию электроэнергетики, а следовательно, к увеличению ее влияния на окружающую среду и биосферу в целом.

Источниками тепла в данном дипломном проекте могут быть котельная или ТЭЦ, которые выбрасывают в атмосферу токсичные вещества, а также имеют сточные воды, поэтому можно осветить следующие вопросы, используя [8]:

а) выбросы тепловых электростанций в атмосферу и их влияние на окружающую среду;

б) улавливание твердых веществ из дымовых газов ТЭЦ;

- в) основные пути снижения выбросов токсичных газов ТЭЦ;
- г) рассеивание в атмосфере выбросов электростанций;
- д) сточные воды ТЭЦ и их очистка;
- е) сокращение сбросов сточных вод ТЭЦ.

Заключение

Люди, находящиеся в жилых, общественных и промышленных зданиях, а также технологические процессы, осуществляемые в промышленных цехах, требуют поддержания в помещениях необходимых метеорологических условий – определенного микроклимата. Ограждающие конструкции зданий защищают помещения от непосредственных атмосферных воздействий, однако только внешней защиты для круглогодичного поддержания необходимых внутренних условий недостаточно. Требуемые условия создаются с помощью систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, или, как их собирательно назвать, систем кондиционирования микроклимата.

Правильно запроектированные и смонтированные системы будут эффективно работать при условии надлежащего ухода за ними.